



UNIVERSIDAD
CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

*DEPARTAMENTO DE INGENIERIA TÉRMICA Y DE
FLUIDOS*

**RECUPERACIÓN ENERGÉTICA DE LOS
GASES DE ESCAPE EN UN MOTOR DIÉSEL
MEDIANTE TECNOLOGÍA
TURBOCOMPOUND**

TRABAJO FIN DE GRADO
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Asier Aguado Cañas

Tutor: Ciro Sebastián Vereda Ortiz

Leganés, Junio de 2015



Resumen

En el presente trabajo se analiza la energía procedente de los gases de escape que se puede aprovechar en un motor turbo diésel.

El análisis parte de un motor diésel atmosférico al que se le instalará el sistema de turbo-compresor dimensionándolo con el objetivo de conseguir el máximo rendimiento, y por tanto potencia y par, en el mayor rango de revoluciones posibles.

El sistema de turbo-compresor servirá para poder utilizar luego el sistema de turbocompound, ya que sin este sistema, la energía que se extrae de los gases de escape es prácticamente la misma que pierde el motor al forzarle a tener una presión de escape mayor.

La turbina del turbo-compresor se elegirá de geometría variable, con el fin de que produzca la máxima potencia posible, pero con el menor gasto másico de aire que se pueda.

El flujo másico total de escape se divide en dos, por un lado el que pasa por la turbina del sistema del turbocompresor y por otro lado a una segunda turbina que es la que aporta energía extra que se puede utilizar para diferentes aplicaciones. La energía que se consigue en esta turbina es mayor cuantas más altas son las revoluciones del motor.

El reducido gasto másico de la turbina del turbo-compresor, provoca que la energía generada por la segunda turbina sea la mayor que se puede conseguir.

Esta forma de turbocompound no penaliza de ninguna manera las prestaciones del motor y toda la energía que se consigue se puede considerar beneficio.



Abstract

In this paper the energy from the exhaust gases which can be used in turbo diesel engine is analyzed.

The analysis starts with an atmospheric diesel engine that will install the system of a turbo-compressor in order to achieve maximum performance, and thus power and torque in the widest range of possible revolutions.

The turbocharger system will let use the turbocompound system, because without this system, the energy extracted from the exhaust gases is virtually the same as the engine loses when it been force to have a higher exhaust pressure.

The turbine of the turbo-compressor is chosen with variable geometry in order to produce the maximum possible power, but with the lower air mass flow as possible.

Total exhaust mass flow is divided into two, first passing through the turbine of the turbocharger system and secondly to a second turbine which is what gives the extra energy that can be used for different applications. The energy obtained in this turbine is higher at the time the engine speed increases.

The low mass flow of the turbine of the turbo-compressor, causes that the energy generated by the second turbine is the highest it could be.

This form of turbocompound not penalized in any way the performance of the engine and all the energy that is achieved can be considered profit.



Índice

Resumen.....	2
Abstract	3
Índice de figuras	6
Terminología	8
1- Introducción	10
2- Motores de combustión interna alternativos	11
2.1 Funcionamiento del motor de cuatro tiempos de combustión interna	11
2.2 Motor Diésel	12
3- Análisis del estado del arte	17
3.1 Turbocompound eléctrico.....	17
3.2 Ciclo Rankine	19
3.3 Generador termoeléctrico	20
3.4 Turbocompound mecánico	21
3.4.1 Ejemplos en la industria	21
4- Simulación de un motor diésel.....	26
4.1 Turbocompound sin turbo-compresor.....	28
4.2 Simulación del motor diésel con turbo-compresor	30
4.2.1 Elección del compresor	35
4.2.2 Elección de la turbina.....	39
4.2.3 Mejora conseguida en el motor	44
4.2.4 Comparativa con modelo del mercado	48
5- Turbocompound.....	50
5.1 Caso práctico	54
5.2 Aplicaciones del turbocompound	56
5.2.1 Turbocompound para generar electricidad	56
5.2.2 Utilización en coches híbridos.....	57
5.2.3 Sistema de recuperación de energía cinética mecánico	59
5.2.4 Energía para los componentes.....	60
6- Estudio económico	63



*Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel
mediante tecnología turbocompound*

7- Conclusión	66
8- Bibliografía	68
Anexo	69



Índice de figuras

Figura 2.1. Fases del motor de cuatro tiempos.....	12
Figura 2.2. Diagrama P-V ciclo Otto.....	12
Figura 2.3. Diagrama P-V ciclo Diésel.....	12
Figura 2.4. Diagrama P-V ciclo Diésel.....	13
Figura 2.5. Gráfica par-potencia diésel vs gasolina.....	15
Figura 3.1. Esquema turbocompound eléctrico.....	18
Figura 3.2. Esquema ciclo Rankine con el calor de los gases de escape.....	19
Figura 3.3. Turbocompresor con turbocompound de Vandyne.....	22
Figura 3.4. Sistema de turbocompound de Volvo.....	23
Figura 3.5. Sección del turbocompound de Volvo instalado en el motor.....	24
Figura 4.1. Ficha técnica del motor del estudio.....	26
Figura 4.2. Gráfica potencia-par motor Nissan atmosférico.....	27
Figura 4.3. Esquema sistema de turbocompound en motor atmosférico.....	28
Figura 4.4. Circulación de gases en motor turboalimentado.....	29
Figura 4.5. Esquema motor turboalimentado con turbina de geometría variable.....	31
Figura 4.6. Gráfica del compresor Garrett modelo GT1548.....	36
Figura 4.7. Sección turbo-compresor de geometría variable de accionamiento neumático.....	39
Figura 4.8. Turbina de geometría variable con “campana”.....	40
Figura 4.9. Mapa de una turbina de geometría variable Borg Warner.....	40
Figura 4.10. Esquema detalle válvula de cortocircuito.....	41
Figura 4.11. Mapa turbina de geometría variable de Garrett.....	43
Figura 4.12. Gráfica potencia-par motor Nissan sobrealimentado con $F_R=0,8$	45
Figura 4.13. Gráfica potencia-par motor Nissan sobrealimentado con $F_R=0,7$	46
Figura 4.14. Vistas Nissan NV 400.....	47



*Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel
mediante tecnología turbocompound*

Figura 4.15. Ficha técnica Nissan NV400.....	47
Figura 5.1. Esquema turbo-compresor con turbocompound.....	49
Figura 5.2. Desarrollos caja de cambios del modelo del estudio.....	53
Figura 5.3. Mecánica Peugeot 3008 HYbrid 4.....	57
Figura 5.4. Sistema de recuperación de energía cinética de Volvo.....	58
Figura 5.5. Correa de componentes del motor	60



Terminología

C_p : calor específico a presión constante

C_v : calor específico a volumen constante

$C_{p_{esc}}$: calor específico de los gases de escape

F : dosado

F_e : dosado estequiométrico

F_R : dosado relativo

\dot{m}_a : gasto másico de aire

\dot{m}_{corr} : gasto másico corregido

\dot{m}_{esc} : gasto másico gases de escape

\dot{m}_T : gasto másico de la turbina principal (turbo-compresor)

ρ_{adm} : densidad del aire con las condiciones de entrada al motor

P_{adm} : presión de admisión

P_{esc} : presión de escape

P_x : presión en cada punto del ciclo

R_a : relación entre la presión de entrada y salida del motor

R_c : relación de compresión

R_e : relación de expansión

Rpm : revoluciones por minuto

R_g : constante de los gases ideales

T_x : temperatura en cada punto del ciclo

W_c : potencia del compresor

W_T : potencia de la turbina



*Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel
mediante tecnología turbocompound*

$\eta_{\text{posenfriador}}$: rendimiento postenfriador

η_{ve} : rendimiento volumétrico de entrada

η_c : rendimiento del compresor

η_T : rendimiento de la turbina



1- Introducción

El ser humano es investigador y explorador por naturaleza. Esta curiosidad por conocer nuevos lugares dio lugar a la invención de los primeros medios de transporte.

En este contexto, la gran revolución del transporte terrestre llegó con la invención de la rueda. Los primeros carros utilizaban la fuerza animal para impulsarse, sin embargo, la llegada del motor de vapor en la revolución industrial los sustituiría.

Estos nuevos motores consiguieron grandes mejoras en la calidad del transporte como la velocidad y su capacidad de carga, siendo utilizados en todos los medios de transporte (trenes, barcos, coches, etc.), pero la invención del motor de combustión interna los desbancó por completo.

Los primeros motores de combustión interna aparecieron a mediados del siglo XIX, pero no fueron usados en automoción hasta finales de dicho siglo. Estos motores eran muy poco eficientes (ni contaban con la fase de compresión). Fue Nikolaus Otto quien en 1886 patentó el motor de 4 tiempos tal y como lo conocemos en la actualidad. Fue esta evolución la que consiguió que el motor térmico se antepusiera al motor eléctrico, que tenía grandes ventajas por su comodidad de utilización, pero estaba penalizado por su autonomía y tiempos de carga.

El motor de combustión interna, mucho más eficiente y compacto que los motores de vapor, fue el que permitió el desarrollo automovilístico que se produjo en el siglo XX. Desde sus orígenes se le buscó aumentar el rendimiento y la eficiencia.

A pesar de que al principio bastaba con mejorar las tolerancias en el proceso de fabricación, más tarde se empezaron a introducir diferentes elementos que los mejoraban.

Estos motores tienen diferentes aplicaciones aparte del transporte. Se usan también para la producción de potencia eléctrica con métodos como la cogeneración, que permite producir energía eléctrica y energía térmica simultáneamente. Este sistema hace que aumente la eficiencia del ciclo. Otra aplicación es la de producir energía mecánica para el movimiento de máquinas.

2- Motores de combustión interna alternativos

2.1 Funcionamiento del motor de cuatro tiempos de combustión interna

Los cuatro tiempos se refieren a las cuatro fases por cada ciclo de dos subida y bajadas del pistón. Estas fases en el ciclo Otto ideal son las siguientes:

- **Admisión:** El pistón baja con la válvula de admisión abierta, para que la cámara se llene de aire y combustible (procedente del carburador o del inyector). El llenado se produce a presión constante. En motores atmosféricos esta presión es prácticamente igual a la atmosférica.
- **Compresión:** El ascenso del pistón comprime la mezcla. Este es un proceso que se puede considerar adiabático en condiciones ideales. La compresión se inicia con el pistón lo más bajo posible, lo que se conoce como PMI (Punto Muerto Inferior) y termina en el PMS (Punto Muerto Superior), punto más alto donde puede estar el pistón. Con el pistón en este punto más alto, salta la chispa de la bujía. El calor de la combustión calienta el aire, que aumenta su temperatura a volumen constante. Aunque el proceso es claramente irreversible, para el caso de un proceso isócoro en un gas ideal, el balance es el mismo que en uno reversible.
- **Expansión:** El gas a gran temperatura realiza un trabajo sobre el pistón, empujándolo hacia abajo. Este proceso, por realizarse muy rápido, también se aproxima a una curva adiabática reversible.
- **Escape:** Se abre la válvula de escape y el pistón empuja los gases al exterior a una temperatura mayor que la inicial. Cuando el pistón está en el punto más bajo, y la válvula está abierta, la presión disminuye drásticamente, mientras que el volumen permanece constante. Después, cuando el pistón empieza a subir, es la presión la que permanece constante mientras el volumen disminuye.

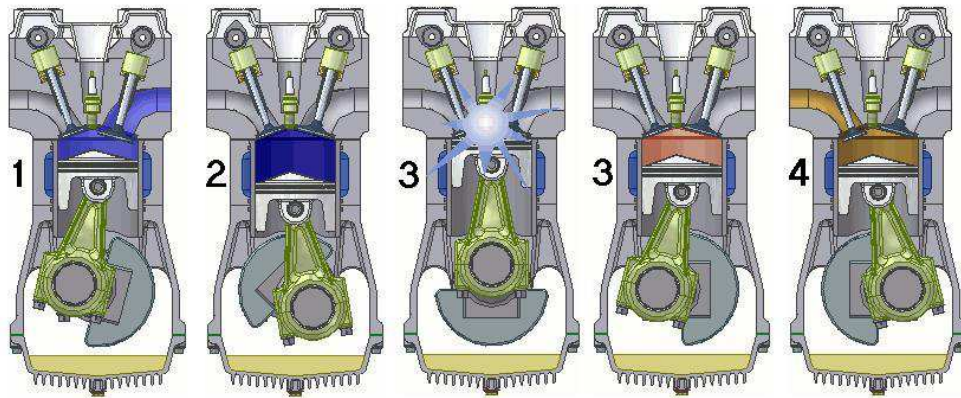


Figura 2.1. Fases del motor de cuatro tiempos.

2.2 Motor Diésel

El motor diésel apareció en 1893, desarrollado por el ingeniero alemán Rudolf Diesel. Su principal diferencia con los motores de gasolina se encuentra en el tipo de combustible, y en que en estos la combustión se realiza a presión constante, mientras que en los de ciclo Otto es a volumen constante. La alta temperatura hace que se produzca la detonación del carburante sin necesidad de una chispa.

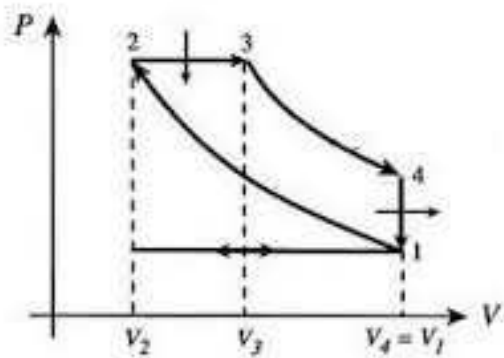


Figura 2.2. Diagrama P-V ciclo Otto.

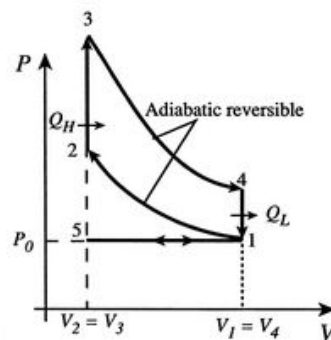


Figura 2.3. Diagrama P-V ciclo Diésel.

Estos motores, además, son denominados Motores de Ignición Espontánea (MIE). A diferencia de los motores gasolina, carecen de mariposa que regule el caudal en la admisión, porque nos interesa que sea el máximo posible. El aire se comprime por el movimiento del émbolo hasta altas presiones y temperaturas, y así, justo antes del punto muerto superior (PMS), se inyecta el combustible en estado líquido a gran

velocidad. El resultado es un spray con gotas de pequeño diámetro que se vaporizan y mezclan con el aire para arder espontáneamente.

Debido a la dificultad que presenta el mezclado de combustible con el aire en el poco tiempo disponible no es posible quemar las cantidades de combustible correspondientes al estequiométrico. Por tanto, el motor opera siempre con mezcla pobre.

Este hecho y la reducida velocidad de combustión del carburante (menor que la de la gasolina), impiden que el régimen de giro supere las 4.500 rpm. A esto hay que sumarle que a igualdad de cilindrada, un motor diésel tiene mayor tamaño y peso, pues necesitan estar más reforzados al trabajar a una relación de compresión mayor.

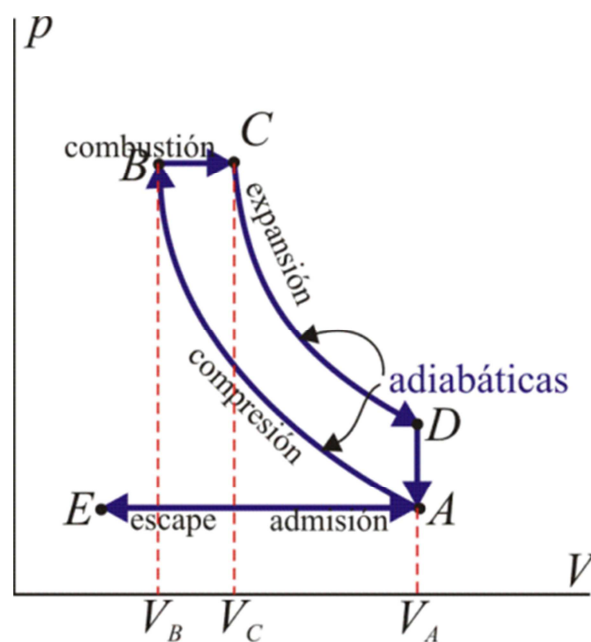


Figura 2.4. Diagrama P-V ciclo Diésel.

En el diagrama P-V de la imagen se aprecian las fases del ciclo diésel. Estos motores son también de cuatro tiempos, aunque sus fases presentan algunas diferencias:

- Admisión (E-A): como ya se ha mencionado, estos motores no tienen mariposa de admisión que regule el paso del aire. En el proceso de admisión se abre la válvula de admisión y la cámara se llena de aire. El llenado de la cámara va a



depender del rendimiento volumétrico, que se define como el volumen de aire que entra partido del volumen total de la cámara de combustión.

- **Compresión (A-B):** este proceso, al igual que en el ciclo Otto, comienza en el punto muerto inferior. Con las válvulas cerradas, el pistón asciende comprimiendo el aire del interior del cilindro. La relación de compresión se define como la relación entre el volumen total del cilindro y el volumen mínimo que queda cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior. En los motores diésel, esta relación suele oscilar entre 12 y 24, mientras que en los gasolina ronda un valor de 8, lo que significa que durante este proceso alcanzamos presiones mucho mayores en el interior del cilindro.
- **Combustión (B-C):** un poco antes de que el pistón alcance su punto más alto y continuando hasta un poco después de que empiece a bajar, el inyector introduce el combustible en la cámara. En este caso no es necesaria la chispa de la bujía, y la combustión se produce de forma espontánea como consecuencia de la alta presión. Este paso se modela como una adición de calor a volumen constante.
- **Expansión (C-D):** esta fase del ciclo es exactamente igual que en los motores de ignición forzada. El pistón baja a causa del trabajo que realiza el gas sobre él. En este caso, también se puede aproximar a una curva adiabática reversible.
- **Escape (D-A y A-E):** la válvula de escape se abre y permite la salida de los gases, en una primera fase salen por sí solos gracias a la diferencia de presiones, y en una segunda, son empujados por el pistón. Esta parte tampoco difiere de los motores de gasolina.

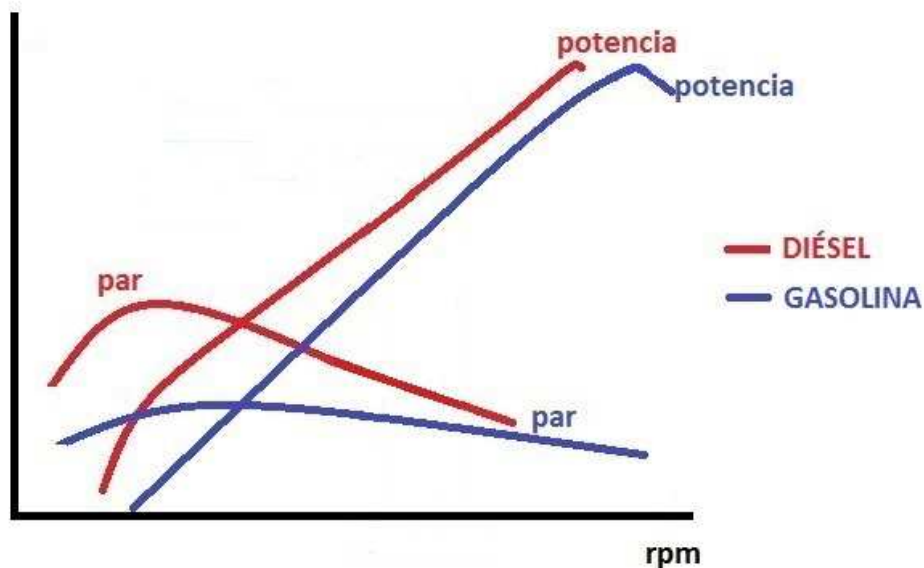


Figura 2.5. Gráfica par-potencia diésel vs gasolina.

Como se puede apreciar en la gráfica a igualdad de potencia, el motor diésel consigue una mayor cifra de par. Esto se explica porque la potencia es el par por las revoluciones, con lo que conseguimos llegar a la misma potencia por dos caminos diferentes: uno con un par alto y bajas rpm; y el otro con par bajo y altas rpm.

Se observa que cualquier potencia se obtiene antes en el diésel, es decir a menos revoluciones por minuto del motor. Un motor a bajo régimen, tiene mejor rendimiento mecánico como consecuencia de que los rozamientos de los elementos son menores y los tiempos de trabajo aumentan.

Los motores diésel conseguían un rendimiento y una cifra de par motor mayor. Sin embargo, sus pobres prestaciones, alta sonoridad y mayores vibraciones con respecto a los motores gasolina, relegaron su uso a vehículos pesados como camiones, barcos o trenes. El problema de las prestaciones viene de la forma en que entregan la potencia los motores diésel, y la imposibilidad de funcionar a un régimen alto de revoluciones.

En los últimos años, y coincidiendo con su popularización en el mundo de la automoción, ha habido un gran desarrollo de este motor en lo que a prestaciones y refinamiento se refiere. En la actualidad encontramos motores diésel que prácticamente igualan a los motores gasolina en el ratio potencia/cilindrada. En este



Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel mediante tecnología turbocompound

contexto, el uso de la turbo-compresión ha sido uno de los factores que más han incidido en la mejora y desarrollo de este tipo de motor.

Al contrario de lo que se suele pensar, la introducción de la turbo-compresión en los motores no se llevó a cabo por motivos de eficiencia, de hecho, técnicamente el rendimiento del motor no mejora significativamente. Inicialmente se utilizó en los motores de aviación para compensar la baja presión del aire atmosférico a gran altura. Gracias a esta tecnología los aviones podían volar más alto y más rápido.

El turbocompresor es un sistema mecánico que aprovecha la alta entalpía de los gases de escape del motor para mover una turbina que está conectada a un compresor que actúa sobre el aire de admisión. Este aumento de la presión en el aire de admisión, mejora la potencia y el par del motor.

Si vamos un paso más allá, encontramos el sistema de turbocompound, que continúa la línea del turbocompresor, pues también permite aprovechar la energía de los gases de escape del motor. Al igual que el turbocompresor, este sistema fue desarrollado para la aviación.

Podríamos definir al turbocompound como un complemento del turbocompresor, pues permite un mayor aprovechamiento de la energía que le sobra a la turbina del de este último. Es decir, el turbocompound no es un sistema asilado; sin su existencia y en otras condiciones, la energía acabaría desperdiciándose.

3- Análisis del estado del arte

Actualmente, el uso del sistema de turbocompound no está muy extendido, de hecho, en el mundo de la automoción únicamente los fabricantes de vehículos industriales pesados investigan este sistema. No obstante, la falta de reservas de petróleo y el aumento de los precios del oro negro, hacen que toda innovación que permita una mejora en el rendimiento y aprovechamiento de los combustibles merezca la pena ser estudiada y valorada.

El problema de los consumos no solo es un problema a nivel económico. El aprovechamiento del combustible es una necesidad para poder reducir las emisiones de los vehículos y máquinas que utilizan motores de combustión. Todas las tecnologías que se han estado desarrollando en los últimos años, han permitido a los motores disminuir sus emisiones de gases contaminantes. Estas tecnologías estaban, sobre todo, orientadas a la mejora de los sistemas de inyección. En los motores diésel es mucho más importante este objetivo, pues la eficiencia de la combustión depende fuertemente de cómo se inyecte el combustible.

El problema es que, a pesar de las mejoras, se sigue transformando a energía mecánica únicamente una pequeña parte de la energía que contiene el combustible. Actualmente, se estima que entre el 30% y el 40% de dicha energía es la que se pierde por el escape. Por tanto, conseguir una mejora significativa en la eficiencia de los motores pasa por la utilización de la energía de escape con el objetivo de generar un extra de potencia.

En la actualidad se están estudiando diversos sistemas de recuperación de energía, demostrándose el impacto que tienen en la reducción de consumos, así como la capacidad de implantarse en los motores diésel modernos. Esta tecnología sería válida, tanto para motores de vehículos de transporte terrestre, como para barcos o generadores eléctricos. Es precisamente en este tipo de motores grandes donde más se está empezando a utilizar.

Las diferentes tecnologías son las siguientes:

3.1 Turbocompound eléctrico

El sistema de turbocompound eléctrico se basa en la instalación de un generador eléctrico que aproveche el exceso de potencia de la turbina del grupo turbocompresor en determinadas condiciones de funcionamiento del motor. Dicho exceso de potencia

se convierte en energía eléctrica, es decir, la turbina genera más potencia comparada con la que necesita el compresor para funcionar.

Esta tecnología consigue una mejora muy similar a la que alcanzamos con el turbocompound mecánico. Los estudios¹ realizados sobre motores de camión muestran una mejora de en torno al 5% en ahorro de combustible, que puede llegar al 10% con la utilización de una turbina de mayor rendimiento.

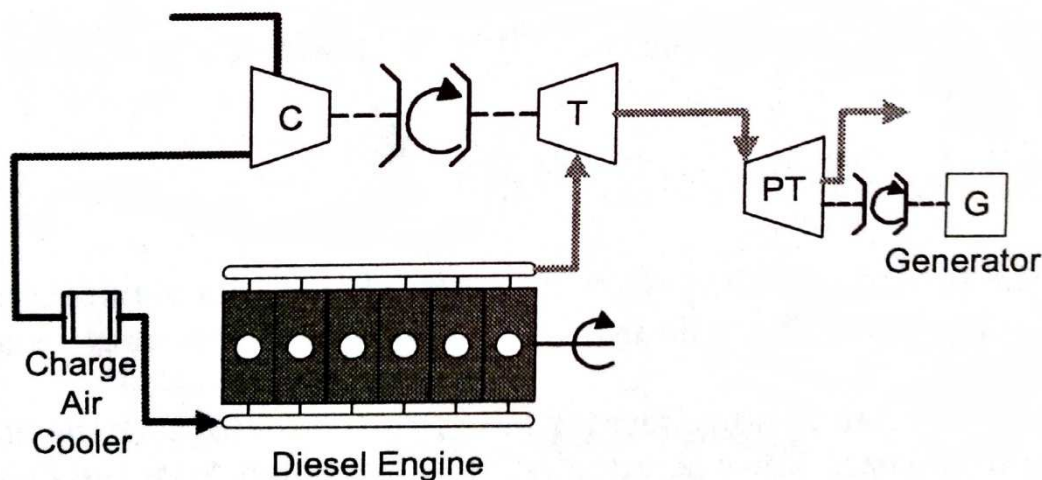


Figura 3.1. Esquema turbocompound eléctrico.

Este cambio, optimiza la cifra de ahorro porque la turbina está pensada para mover el compresor, y como ya se ha comentado, le sobra energía para ello. En el caso de no usar un sistema de turbocompound, utilizar una turbina con un rendimiento bajo, ayuda a reducir costes y cumple su objetivo. En el caso de estudio, como vamos a sacar partido de toda la potencia que genere la turbina, nos interesa que esta genere la máxima posible.

¹ Hopmann U. Diesel engine waste heat recovery utilizing electric turbocompound technology. In: caterpillar, Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) conference, San Diego, California, USA; 2014
Hopmann U, Algrain M. Diesel engine waste heat recovery utilizing electric turbocompound technology. In: caterpillar, Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference, Newport, Rhode Island, USA; 2003

3.2 Ciclo Rankine

En este caso vamos a aprovechar el calor de los gases de escape con la instalación de un ciclo de potencia Rankine. Este opera utilizando un fluido que cambia de fase haciéndolo pasar por un expansor alternativo o, en la mayoría de los casos, por una turbina. Algunos estudios prácticos y teóricos recientes, han considerado usar aparte de los gases de escape, también los de recirculación (EGR, “Exhaust Gas Recirculation”) y los del sistema de “Charge Air Cooler” (CAC). Los resultados han sido muy satisfactorios, llegando a alcanzar un ahorro de entorno el 9%. Con esta tecnología los motores diésel pesados que tienen entorno al 50% de eficiencia térmica, podrán conseguir un 55%².

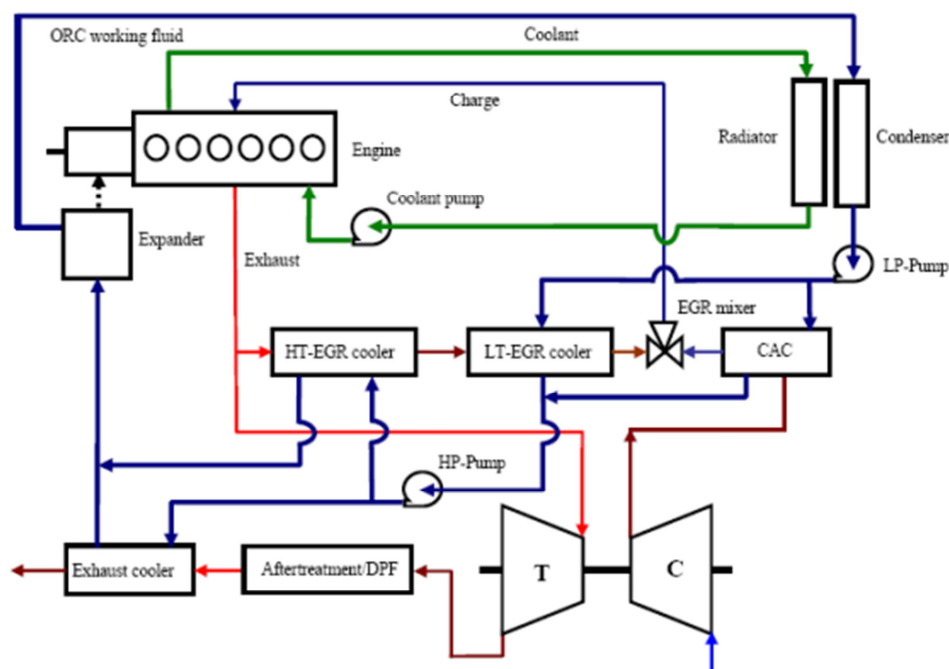


Figura 3.2. Esquema ciclo Rankine con el calor de los gases de escape.

² Koeberlein, D. Supetruck technologies for 55% thermal efficiency and 68% freight efficiency. In: Directions in engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) conference, Dearbor, Michigan, USA; 2012

De Ojeda W. Development and demonstration of fuel-efficient HD engine. In: Directions in engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) conference, Dearbor, Michigan, USA; 2012



3.3 Generador termoeléctrico

Esta tecnología consiste en la conversión directa del calor de los gases de escape en electricidad con la utilización de un generador termoeléctrico. Tal y como demuestran experimentos realizados y los estudios previos al respecto, la aplicación de un generador termoeléctrico ha producido menores avances en la eficiencia diésel que el aprovechamiento del calor residual de los gases de escape que con los sistemas mencionados anteriormente. Sin embargo, la continua evolución y desarrollo de los generadores termoeléctricos, así como la tecnología turbocompound, han impulsado el atractivo de esta tecnología aplicada al motor diésel de gran cilindrada.

Un generador termoeléctrico convierte directamente calor en electricidad. El calor induce la circulación de una corriente eléctrica al fluir desde la parte caliente a través del módulo termoeléctrico (termopila). Para generar electricidad mediante el efecto termoeléctrico se necesitan un módulo termoeléctrico y una diferencia de temperatura entre ambas caras del mismo. Dado que la circulación de corriente también genera migración de calor, las fuentes caliente y fría deberán aportar y disipar calor continuamente para mantener esa diferencia.

Con lo visto hasta ahora, el turbocompound eléctrico, y como veremos luego, también el mecánico, parecen ser soluciones atractivas para la conversión del calor de los gases de escape en los motores diésel en energía. Las principales ventajas de estos sistemas frente al sistema ciclo Rankine y al de generador termoeléctrico se encuentran la menor complejidad, tamaño, peso y coste de la tecnología. No obstante, la principal desventaja radica en que la mayoría de estos sistemas necesitan aumentar la presión de los gases a la salida del motor con la consiguiente pérdida de potencia en este, ya que estos sistemas trabajan con diferencias de presión. Por el contrario, el ciclo Rankine y el generador, trabajan con diferencias de temperatura, y utilizan el calor de los gases para producir potencia.

Es difícil que estos sistemas lleguen al mundo de la automoción, por las exigencias de tamaño, pero si es posible que en medios de transporte grandes como trenes y barcos puedan instalarse e incluso colocarlos junto con los turbocompound eléctrico y mecánico para aprovechar el calor.



3.4 Turbocompound mecánico

Esta tecnología requiere la instalación de una turbina de potencia después de la del turbocompresor, para extraer la energía mecánica que sigan conservando los gases de escape. Estudios realizados¹ han mostrado que la acción del turbocompound mecánico en motores diésel de gran tamaño puede suponer una mejora significativa.

Los resultados³ muestran que se puede conseguir una reducción de consumo de entorno a un 5% en conducción por vías rápidas. Este estudio se realizó durante un recorrido de más de 85.000 km.

Esta tecnología es relativamente simple y no necesita de mucho espacio adicional. Y además es una tecnología muy desarrollada ya que es una extensión de los sistemas de turbo-compresión existentes en el mercado. Por estas características es la que mayor facilidad tiene para el uso en automoción, junto con la de turbocompound eléctrico.

3.4.1 Ejemplos en la industria

Estos son algunos ejemplos de empresas que aplican la tecnología citada anteriormente:

Vandyne

La empresa estadounidense Vandyne, ha desarrollado un turbocompresor, que funciona mediante la tecnología de turbocompound mecánico. Se ha desarrollado pensando en motores diésel de gran cilindrada, como los utilizados en las camionetas.

En este último caso, utilizan la energía sobrante de la turbina para mover el cigüeñal. Al estar conectados la turbina y el cigüeñal, tiene la ventaja de permitir el movimiento en ambos sentidos, es decir, que cuando el motor se encuentra a un régimen bajo de revoluciones es el movimiento del cigüeñal el que aporta la potencia necesaria al compresor. Este funcionamiento es similar al de los compresores que se utilizan en automoción para sobrealimentar el motor. Gracias a este sistema, se elimina el turbolag sin necesidad de utilizar una turbina muy pequeña, que tendría un peor

³ Leising Ci, Purohit Gp, DeGrey SP, Finegold JG.. Waste heat recovery. SAE paper no. 780686; 1978

Brands MC, Werner J, Hoehne JL. Vehicle testing of Cummins turbocompound diesel engine. SAE paper no. 810073; 1981

rendimiento cuando se aumentaran las revoluciones del motor. A medida que aumentan las revoluciones la turbina genera más energía, suficiente para mover el compresor del sistema de turbocompresión y aportar un empuje extra al cigüeñal.

Por lo tanto, tiene la capacidad de aprovechar toda la potencia que generan los gases de escape para así aumentar la eficiencia térmica del conjunto. Con esta tecnología se podrían fabricar motores más pequeños, con las mismas prestaciones que uno de mayor tamaño. Con esto se podrían reducir las emisiones de CO₂ de forma significativa. La utilización de motores más pequeños también disminuye el peso total del conjunto, lo que repercute en mejores prestaciones y mayor rendimiento. Los motores pequeños son también más baratos de fabricar, con lo que se reducirían costes.

Esta tecnología se puede implementar también a motores de gas natural, consiguiendo reducir el tamaño de estos, incluso equiparándolos a los motores diésel en relación al tamaño y prestaciones. En los motores con gas natural la mejora es más significativa que la que se consigue en los diésel.

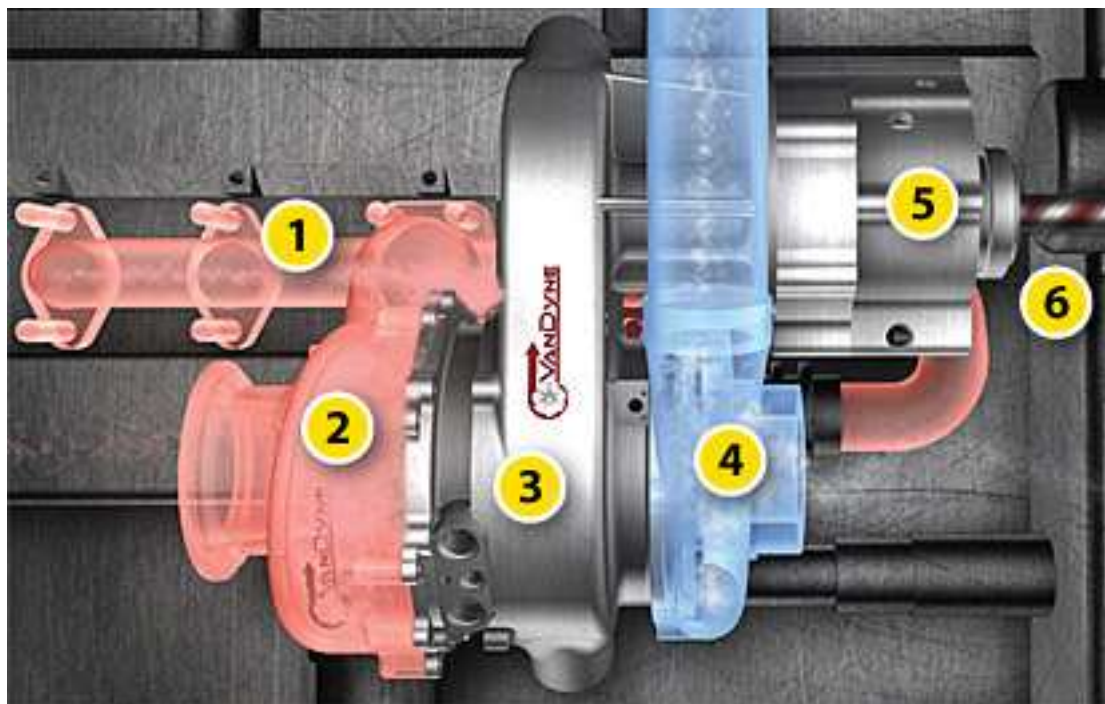


Figura 3.3. Turbocompresor con turbocompound de Vandyne.

La tecnología que utiliza la empresa Vandyne es la de un compresor mecánico (4), que está doblemente conectado, por un lado a la turbina (2) y por el otro al cigüeñal (5).

Para la conexión del cigüeñal con el sistema se utiliza una transmisión continua variable (CVT). Esta transmisión permite adecuar la velocidad de giro de la turbina con la del eje. También es la que permite la transmisión de potencia de forma bi-direccional del motor a la turbina.

Gracias a la tecnología que propone VanDyne se consigue un control sobre la sobrealimentación y los flujos de aire, con lo que se pueden diseñar motores optimizando la relación de compresión, la recirculación de los gases, sincronización de las válvulas y en definitiva, con curvas de par más planas que mejoran el comportamiento.

Su utilización es positiva tanto para motores pequeños, donde mejoramos la respuesta en todo el rango de funcionamiento, como para motores de mayor tamaño, donde las fuerzas de rozamiento y el turbolag tienen mayor importancia. El aumento de la eficiencia en los motores diésel se encuentra en torno al 5%.

Volvo Trucks

Volvo es otro fabricante que está apostando por esta tecnología para aumentar el rendimiento de sus camiones. El sistema que utiliza también es un turbocompound mecánico, pero en este caso dispone de dos turbinas, usando la primera para mover el compresor y la segunda la que recupera la energía que mantienen los gases de escape tras su paso por la primera. Es esta segunda turbina la que se conecta con el cigüeñal del motor.

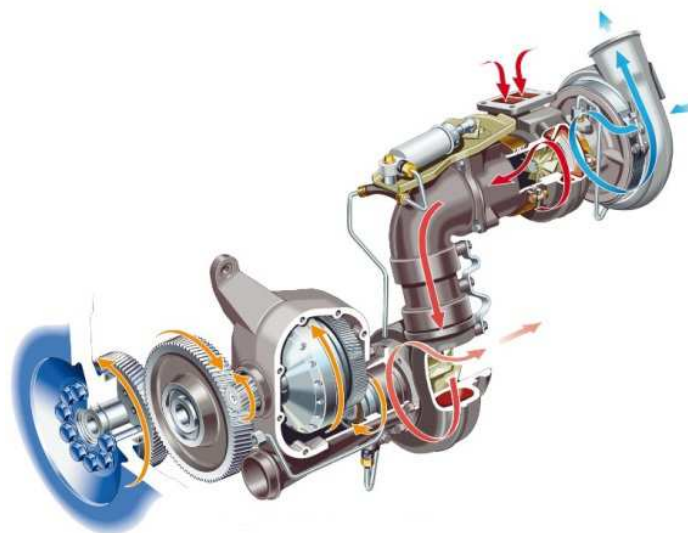


Figura 3.4. Sistema de turbocompound de Volvo.

En la imagen se muestra el esquema de funcionamiento del sistema que usa Volvo. Los gases de escape se encuentran con la primera turbina, que está conectada con el compresor. Hasta aquí es similar al funcionamiento de un sistema turbo convencional. Aguas abajo hay conectada una segunda turbina, que se conecta en serie con la primera y aprovecha la energía que mantienen los gases de escape tras su paso por la primera, con el fin de mover el cigüeñal.

La segunda turbina gira a unas 70.000 rpm y el cigüeñal a unas 1.800 rpm, por lo que es necesario un sistema que adecúe a la velocidad para poder conectarlas. En esta ocasión contamos con un elemento hidráulico que funciona como una transmisión continua variable.

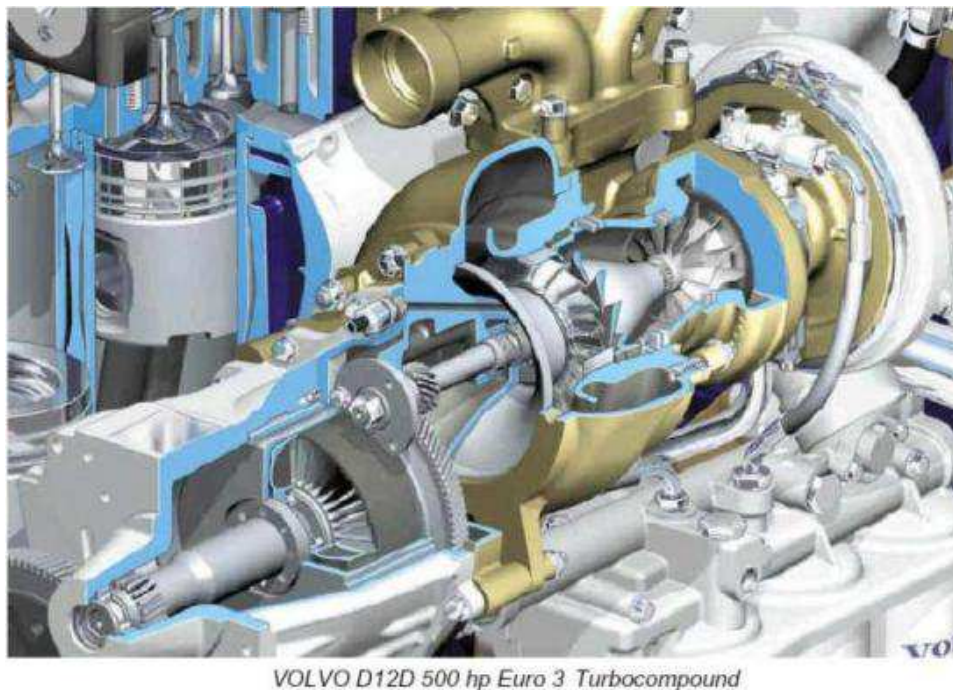


Figura 3.5. Sección del turbocompound de Volvo instalado en el motor.

Las ventajas que se alcanzan llevando a cabo este sistema, son las siguientes:

- La energía extraída de los gases de escape es de alrededor del doble que con el sistema de turbo convencional.
- Aumento de la potencia en el motor. En Volvo han calculado que la cifra de potencia que aumenta el motor se encuentra en torno a la mitad de la potencia que consigue la segunda turbina.



Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel mediante tecnología turbocompound

- Mejora del consumo, sobre todo cuando se utiliza para esfuerzos grandes, como cuando el camión va cargado.
- Muy buena respuesta del motor y mejora la comodidad de conducción, al tener más respuesta del motor.
- Como la presión de escape se incrementa, se logra un mayor flujo en la EGR, que consigue una reducción de emisiones de NO_x.

Es cierto que no todo son ventajas, y al igual que ocurre con el sistema de turbo, para incorporar el turbocompound es necesario aumentar la presión de los gases de escape, con la consiguiente pérdida de potencia del motor. Pero es una pérdida que, con un correcto diseño, se recupera y la potencia global neta es superior a la que tendríamos si el motor solo incorporara turbo.

4- Simulación de un motor diésel

En este estudio vamos a partir de un motor diésel atmosférico procedente de una furgoneta de la marca Nissan. El motivo de utilizar este motor como base del proyecto, radica en poder obtener de él todos los datos que necesitamos para la simulación, al encontrarse en los laboratorios de la Universidad.

El motor de origen presenta las siguientes características:

Motor de Combustión	
Combustible	Gasóleo
Potencia máxima CV - kW / rpm	75 - 55 / 4200
Par máximo Nm / rpm	145 / 2300
Situación	Delantero longitudinal
Número de cilindros	4 - En línea
Material del bloque / culata	Hierro / Aluminio
Diámetro x carrera (mm)	87,0 x 96,0
Cilindrada (cm ³)	2283
Relación de compresión	22,2 a 1
Distribución	2 válvulas por cilindro. Un árbol de levas en la culata
Alimentación	Inyección Indirecta

Figura 4.1. Ficha técnica del motor del estudio.

Como se puede apreciar en la ficha técnica del motor, es un modelo con una tecnología bastante obsoleta para los estándares actuales, y con una relación de cilindrada-potencia muy baja, pues únicamente consigue 75CV para casi 2.300 cm³. Como se comprobará más adelante, gracias a la incorporación del sistema de turbo y turbocompound, se conseguirá una potencia de más del doble de la original.

Conseguir una cifra de potencia baja no es el único problema, también la cifra de par de tan solo 145 Nm es un hándicap importante si tenemos en cuenta que se trata de un vehículo industrial pensado para el transporte de cargas pesadas. Con las mejoras que se van a realizar el peso aumentará de forma insignificante con respecto a la ganancia conseguida y será mucho menor que optar por un motor el doble de grande, que sería lo necesario para conseguir más potencia sin utilizar ningún tipo de sistema de sobrealimentación.



*Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel
mediante tecnología turbocompound*

El programa utilizado para dimensionar el motor es el aplicado en la realización de prácticas de la asignatura Motores Térmicos en el departamento de *Ingeniería Térmica y de Fluidos*. El resto del trabajo se realizará partiendo de ese programa.

Los resultados que proporciona dicho programa sobre el motor de aspiración natural con un dosado relativo de 0,8 son los siguientes:

Revoluciones por minuto	Potencia (CV)	Par (Nm)
900	19,63	153,08
1100	24,94	159,14
1300	30,22	163,15
1500	35,46	165,929
1700	40,57	167,54
1900	45,58	168,32
2100	50,41	168,54
2300	55,08	168,09
2500	59,54	167,146
2700	63,77	165,772
2900	67,73	163,93
3100	71,48	161,83
3300	74,97	159,4
3500	78,10	156,62
3700	80,95	153,54
3900	83,45	150,19
4100	85,61	146,55
4300	87,32	142,52
4500	86,39	138,16

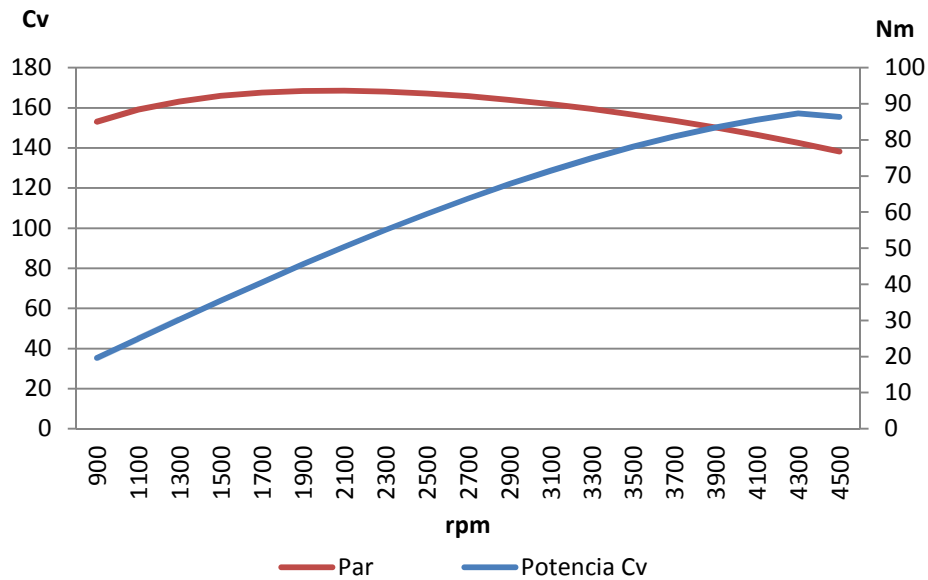


Figura 4.2. Gráfica potencia-par motor Nissan atmosférico.

Los datos obtenidos difieren de los anunciados por el fabricante, pero es un error asumible ya que el programa utilizado no tiene en cuenta efectos producidos en el motor real como la acción de ondas en los colectores de admisión y escape sin embargo, como se puede comprobar, las curvas de potencia y par siguen las mismas tendencias. Los valores máximos de potencia y par también se encuentran en los mismos puntos que indica el fabricante.

No obstante, el interés de este proyecto se centra en maximizar el aprovechamiento de los gases de escape, habiéndose estudiado en un principio la posibilidad de instalar el turbocompound directamente sobre el motor de serie, es decir, sin estar el motor turboalimentado.

4.1 Turbocompound sin turbo-compresor

En un primer momento se realizó la simulación de un modelo en el que se instalaba una turbina a la salida del motor, para ser movida por los gases de escape. El objetivo era comprobar cuánta potencia podía recuperar esta turbina.

El esquema del sistema es el siguiente:

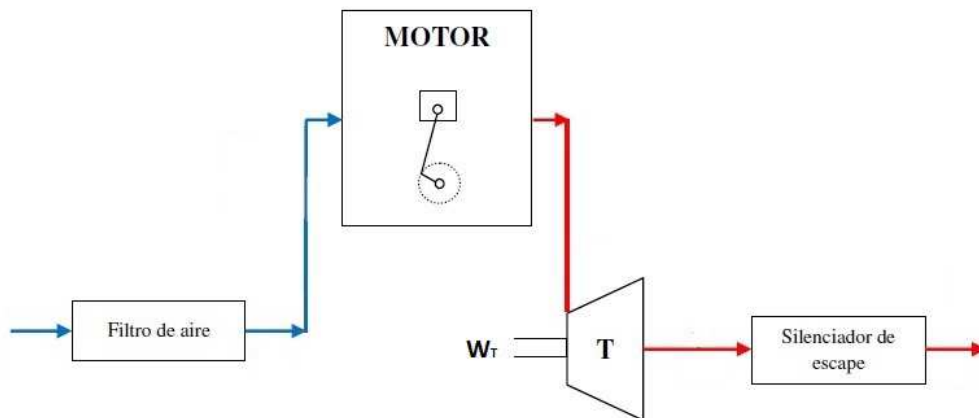


Figura 4.3. Esquema sistema de turbocompound en motor atmosférico.

El ramal azul de la imagen representa el de admisión, mientras que el rojo representa el de escape. El funcionamiento del motor sigue siendo igual que el de origen, pero en este caso con una contrapresión en el escape debido a la presencia de la turbina.

El aire que entra en el motor tiene una presión ligeramente inferior a la atmosférica. No llega a ser igual a la presión atmosférica por las pérdidas de presión en el filtro de aire por el que pasa el aire antes de entrar en el motor. En condiciones ideales de funcionamiento, la presión de salida del motor se ajusta para que sea solo un poco mayor que la atmosférica y compense así las pérdidas que se producirán al pasar por el silenciador y el catalizador.

Para que el sistema propuesto funcione es necesario aumentar la presión de los gases de escape. Este aumento de presión hace que el rendimiento de motor disminuya y por tanto que entregue menos potencia.

Con los datos obtenidos se observó que la potencia que generaba la turbina era prácticamente la misma, o incluso inferior que la pérdida por el motor a causa del incremento de presión en el escape. Es decir, este sistema quedó descartado por completo: la potencia neta que generaba era menor que con el motor solo.

Observando el resultado, se optó por simular la instalación de un turbocompresor en el motor, y así conseguir aumentar la presión de los gases de escape sin comprometer la potencia.

4.2 Simulación del motor diésel con turbo-compresor

El turbo-compresor proporciona una mejora en las prestaciones del motor al aumentar la presión del aire de admisión. Para ello se sirve de un compresor que está conectado con una turbina. Esta turbina aprovecha los gases de escape para generar la potencia que necesita el compresor.

Al aumentar la presión del aire conseguimos una mayor densidad, y por tanto, con el mismo volumen de aire que llena el cilindro, la masa de este aumenta. La relación de la masa de combustible con respecto a la de aire que se introduce en el motor se denomina dosado.

Si mantenemos el dosado, un aumento de la masa de aire posibilita la inyección de más combustible, repercutiendo en una explosión mayor que genera más empuje y por tanto, más potencia al motor.

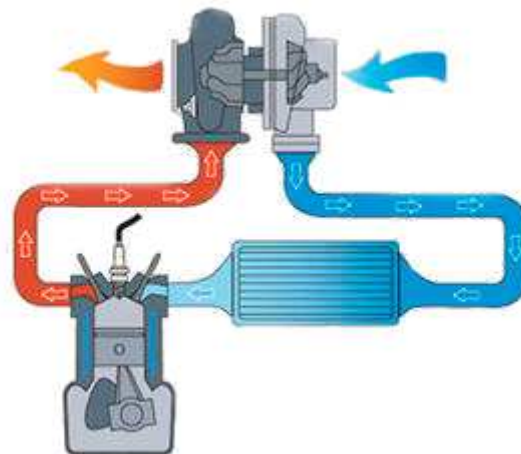


Figura 4.4. Circulación de gases en motor turboalimentado.

Cuando los gases recorren el compresor sufren un aumento de temperatura a causa de la compresión. Entonces, un aumento de la temperatura de los gases, disminuye su densidad, y por tanto perdería parte de la ganancia que se había conseguido gracias al compresor.

Con objeto de limitar este incremento de temperatura y conseguir que la densidad del aire a la entrada del motor sea la máxima posible, se instala un intercambiador de calor, a modo de post enfriador, al que se denomina “intercooler”.



*Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel
mediante tecnología turbocompound*

A la hora de dimensionar el motor, se han tenido en cuenta todos estos elementos para calcular las nuevas presiones y temperaturas, tanto a la entrada, como a la salida del motor.

Las condiciones iniciales supuestas han sido las siguientes:

Temperatura ambiente	25°C
Presión	1 atm
ΔP_{filtro}	0,05 atm
$\Delta P_{\text{posenfriador}}$	0,06 atm
$\Delta P_{\text{silenciador}}$	0,05 atm
R_c	2
R_a	0,8
Dosado	0,8
$\eta_{\text{compresor}}$	0,6
$\eta_{\text{posenfriador}}$	0,6

Con estos valores, ya se puede realizar un primer cálculo que permita conocer las condiciones de trabajo del motor y la respuesta de este.

Una vez conocidos estos parámetros, se buscará un equipo de turbo-compresor que cumpla con los requisitos y las necesidades del motor con el fin de conseguir el mejor comportamiento posible.

El esquema completo del sistema es el siguiente:

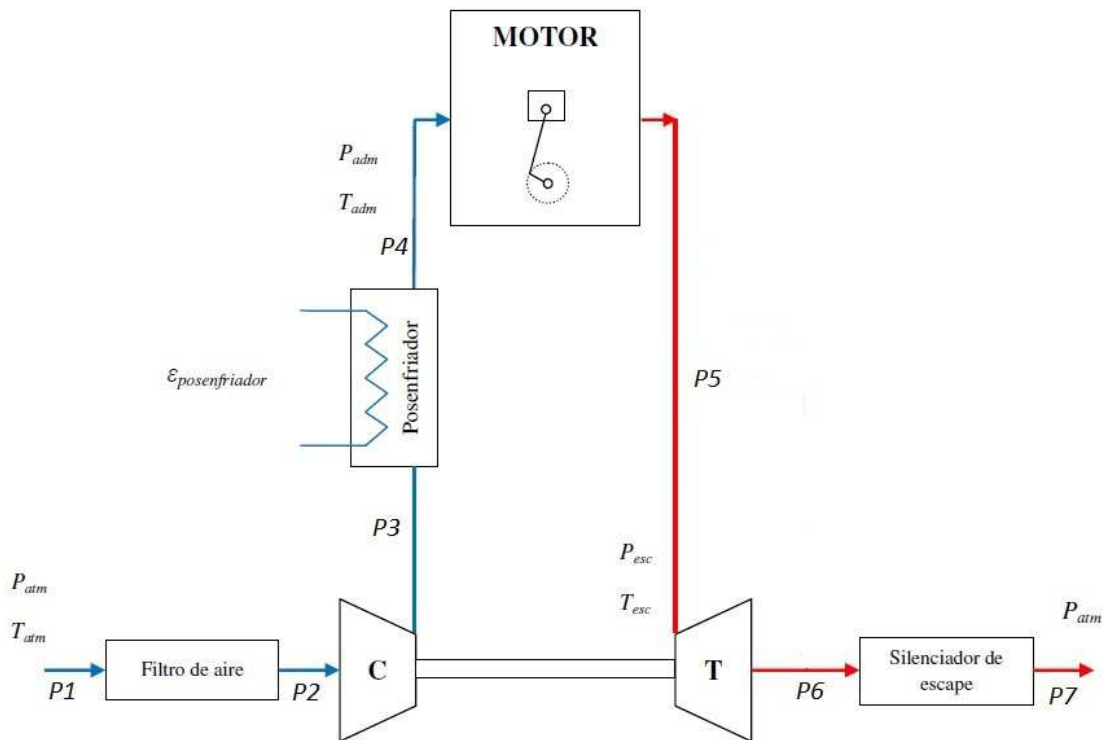


Figura 4.5. Esquema motor turboalimentado con turbina de geometría variable.

Los datos que se van a calcular a continuación son: la presión y temperatura de admisión.

Para su análisis se tendrá en cuenta el recorrido del aire por las diferentes partes del ramal de admisión, y su contribución a los diferentes incrementos de presión y de temperatura que se producen.

- Presión de admisión: para el cálculo de la presión de admisión, en primer lugar partimos de la presión atmosférica, pues en el punto 1, el aire se toma directamente del entorno.

Las variaciones en los distintos puntos quedarían de la siguiente manera:

$$P_1 = 1 \text{ atm}$$

Se restan las pérdidas al pasar por el filtro del aire.

$$\Delta P_{\text{filtro}} = 0,05 \text{ atm}$$

$$P_2 = P_1 - \Delta P_{\text{filtro}}$$

$$P_2 = 0,95 \text{ atm}$$

Tras atravesar el filtro, el aire penetra directo al compresor, donde aumentará su presión.

$$R_c = 2$$

$$P_3 = P_2 \cdot R_c$$

$$P_3 = 1,9 \text{ atm}$$

El último elemento que nos queda con anterioridad a la entrada al motor es el postenfriador, dónde el incremento de presión es negativo.

$$\Delta P_{\text{posenfriador}} = 0,06 \text{ atm}$$

$$P_4 = P_{\text{adm}} = P_3 - \Delta P_{\text{posenfriador}}$$

$$P_{\text{adm}} = 1,84 \text{ atm}$$

La presión con la que entra el aire al motor es de 1,84 atm, un significativo aumento que nos repercutirá de forma directa en la ganancia de potencia del motor.

-Temperatura de admisión: la temperatura inicial para este caso es de 25°C, que pasado a grados Kelvin son 298 K. Los forma de calcularlo se realizará similar a la de la presión, viendo cómo afecta cada elemento a los incrementos de temperatura.

$$T_1 = 298 \text{ K}$$

En el paso por el filtro de aire, se puede suponer que la variación de temperatura es prácticamente igual a cero, por lo tanto:

$$T_2 = T_1$$

El aumento de presión que realiza el compresor sí que varía la temperatura.

En este caso, se tomará como un proceso adiabático, es decir, que no intercambia calor con su entorno. También se considera el aire como Gas Ideal Caloríficamente Perfecto (GICP), por tanto, se podrán usar las siguientes ecuaciones:

$$T_{3_{\text{ideal}}} = T_2 \cdot R_c^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)}$$

$$\text{Siendo } \gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

C_p y C_v son propiedades físicas que tiene el aire por tratarse de un gas ideal caloríficamente perfecto.

El C_p se define como el coeficiente de calor específico a presión constante, mientras que el C_v es el coeficiente de calor específico a volumen constante. Los valores de estos coeficientes dependen de la presión y temperatura a la que se encuentre el aire. Para el caso de estudio, los valores son los siguientes:

$$C_p = 1,022 \cdot 10^3 \text{ J/Kg.K}$$

$$C_v = 7,3 \cdot 10^4 \text{ J/Kg.K}$$

Conociendo estos dos valores, ya podemos calcular γ y el valor de la temperatura a la salida del compresor.

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$$

$$T_{3_{ideal}} = T_2 \cdot R_c^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} = 363,26 \text{ K}$$

La temperatura calculada a la salida del compresor corresponde a un compresor ideal, con un rendimiento igual a 1. En nuestro caso, hemos supuesto un rendimiento de 0,6 que servirá para el dimensionado previo. Más adelante, cuando se encuentre el compresor adecuado, se utilizará el valor que proporcione el fabricante.

El cálculo de la temperatura real a la salida del compresor se realiza de la siguiente manera:

$$\eta_c = \frac{(T_{3_{ideal}} - T_2)}{(T_3 - T_2)}$$

Despejamos T_3 :

$$T_3 = \frac{(T_{3_{ideal}} - T_2)}{\eta_c} + T_2$$

$$T_3 = 406,76 \text{ K}$$

Por último, el postenfriador bajará la temperatura del aire. La temperatura de admisión se obtendrá teniendo en cuenta que el rendimiento del postenfriador es de 0,6.

$$\eta_{posenfriador} = \frac{\Delta T_{real}}{\Delta T_{ideal}} = \frac{(T_3 - T_4)}{(T_3 - 298 \text{ K})}$$

Despejamos T_4 :

$$T_4 = P_{adm} = 341,5 \text{ K}$$

4.2.1 Elección del compresor

Una vez conocidos los valores de presión y temperatura con los que entra el aire al motor, ya se puede calcular el gasto másico, dato fundamental en la elección de un compresor.

El gasto másico a la entrada del motor depende del régimen de revoluciones a las que se encuentre el motor. Quedaría expresado de la siguiente manera:

$$\dot{m}_a = Q \cdot \frac{N}{2} \cdot \rho_{adm} \cdot \eta_{ve}$$

Donde:

- Q es la cilindrada del motor, expresada en m^3 .
- N son las revoluciones por minuto a las que gira el motor.
- ρ_{adm} es la densidad del aire con las condiciones de entrada al motor, viene dado por:

$$\rho_{adm} = \frac{P_{adm}}{T_{adm} \cdot Rg}$$

Siendo Rg la constante de los gases ideales:

$$Rg = 287 \text{ m}^2/\text{s}^2 \cdot \text{K}$$

- η_{ve} es el rendimiento volumétrico de entrada, que como ya se explicó anteriormente, resulta de la relación entre el volumen de aire que entra en la admisión, partido del volumen total de la cámara. El rendimiento volumétrico también variará dependiendo de las revoluciones del motor.

Ahora que ya se conocen todos los valores necesarios, se inicia la búsqueda de un compresor que cumpla con los requisitos para conseguir el mejor rendimiento posible.

Para la correcta elección del compresor, se ha acudido al catálogo del fabricante Garrett, y se ha buscado aquél que mejor se ajusta a los requisitos con el objetivo de poder trabajar en el máximo rango de revoluciones, pero sin estar sobredimensionado y que consuma más potencia.

Las gráficas de los compresores están representadas en función de la relación de compresión y del flujo másico, que en el caso del fabricante elegido, se encuentra en unas unidades de libras partido de minuto.

El fabricante, además, indica que es necesaria la siguiente corrección en el flujo másico:

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_a \cdot \sqrt{\frac{T_{entradaC}}{T_{refC}}} \cdot \frac{P_{entradaC}}{P_{refC}}$$

Donde la temperatura de referencia son 30°C y la presión 0,949 atm.

Con los valores de los gastos másicos corregidos, ya se puede iniciar la búsqueda del compresor en el catálogo del fabricante. En el caso del estudio, el más adecuado es el modelo GT1548 pues cumplimenta perfectamente con el rango de funcionamiento del motor, y alcanza un buen rendimiento.

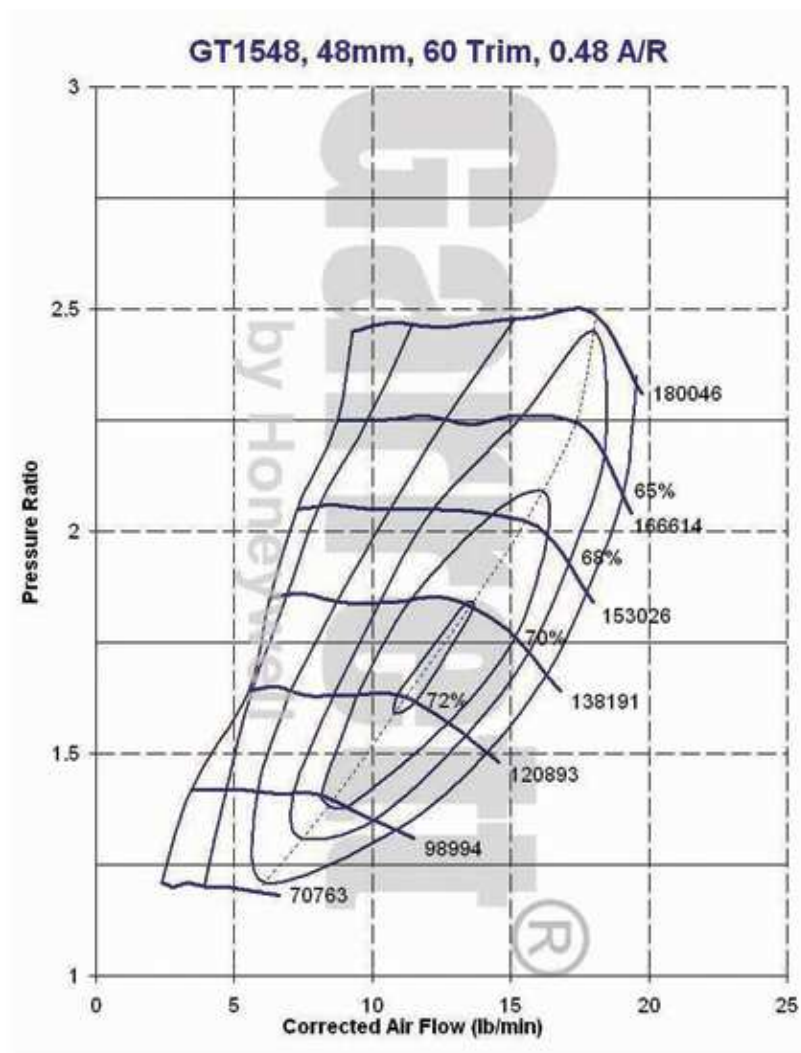


Figura 4.6. Gráfica del compresor Garrett modelo GT1548.

El compresor comenzaría a funcionar a un régimen del motor de 1.500 rpm con una relación de compresión de 1,5. En estas condiciones, el flujo másico corregido es de 5,15 lb/min, equivalente a 0,039 kg/s. La relación de compresión asciende hasta alcanzar un valor de 2 a un régimen de 1.900 rpm. A partir de este punto, se mantiene en esa relación de compresión en todo el rango de mantenimiento.

Las máximas revoluciones a las que funciona el compresor son a 4.300 rpm, donde el flujo másico corregido de entrada al compresor se sitúa en 18,5 lb/min, aproximadamente 0,14 kg/s. En este punto, se consigue estar por encima de las revoluciones en las que se alcanza la potencia máxima. Por tanto, no sería necesario un compresor de mayor tamaño que siguiera funcionando hasta un régimen más alto.

El último paso que hay que realizar antes de poder empezar a dimensionar la turbina, es conocer la potencia que consume el compresor, y por consiguiente, conocer la que tendrá que generar la turbina.

La potencia consumida por el compresor se calculará de la siguiente manera:

$$W_c = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donde el incremento de temperatura es la diferencia entre las temperaturas de entrada y de salida al compresor que se han calculado anteriormente.

En ese incremento de temperatura ya se ha tenido en cuenta el rendimiento del compresor, que se utilizó para calcular la temperatura a la salida de este. El gasto másico depende de las revoluciones del motor, por lo que a medida que estas aumentan, la potencia del compresor también lo hará.

El rendimiento del compresor también varía dependiendo de los kilogramos de aire que lo atraviesen, pero por simplificar los cálculos, se ha supuesto del 65%, correspondiente al caso más desfavorable de este modelo.

Revoluciones del motor	Potencia compresor (kW)
900	0,00(*)
1100	0,00(*)
1300	0,00(*)
1500	2,27
1700	3,83
1900	6,59
2100	7,30
2300	7,98
2500	8,67
2700	9,35
2900	10,02
3100	10,69
3300	11,35
3500	11,99
3700	12,63
3900	13,26
4100	13,88
4300	14,47
4500	(*)

(*) Fuera del rango del compresor

La tabla muestra la potencia del compresor en función del aumento de las revoluciones. Los valores en los que la potencia del compresor son cero, significa que el compresor no ha empezado a funcionar ante la falta de un mayor gasto másico o

bien porque el gasto másico es demasiado alto (se sale de la gráfica), y por tanto el compresor deja de funcionar.

Con la potencia del compresor ya está completa toda la información necesaria del ramal de admisión. El próximo paso es dimensionar la turbina y conocer las presiones de salida del motor, para poder calcular las mejoras de potencia y par obtenidas con el sistema de turbo-compresor.

4.2.2 Elección de la turbina.

Con el fin de calcular la presión de los gases de escape a la salida del motor, tomaremos como punto de partida el valor de R_a , es decir, la relación entre la presión del aire a la entrada del motor, y los gases a la salida de este.

Esta relación tiene un valor que, como ya hemos comentado, está prefijado en 0,8. Por tanto, la presión a la salida del motor se calculará de la siguiente forma:

$$R_a = \frac{P_4}{P_5} = 0,8$$

$$P_5 = \frac{P_4}{R_a}$$

$$P_{esc} = P_5 = 2,3 \text{ atm}$$

Para la obtención de las otras dos presiones que necesitamos conocer en el ramal de escape, se empezará el cálculo aguas abajo, a la salida final del escape donde los gases son expulsados a la atmósfera. En este punto se puede suponer que la presión de los gases es igual a la atmosférica, de esta forma se asegura que se ha aprovechado la máxima energía de estos. Por tanto:

$$P_7 = 1 \text{ atm}$$

El catalizador y el silenciador se encuentran un paso más arriba, y los gases tienen que llegar a ellos con la presión suficiente como para compensar las pérdidas que estos producen:

$$\Delta P_{\text{silenciador}} = 0,05 \text{ atm}$$

$$P_6 = P_7 + \Delta P_{\text{silenciador}}$$

$$P_6 = 1,05 \text{ atm}$$

Con las presiones a la entrada y a la salida de la turbina, ya es posible conocer la relación de expansión a la que trabajará esta:

$$R_e = \frac{P_5}{P_6}$$

$$R_e = 2,19$$

La turbina que se busca para completar el sistema de turbo-compresor es de tipo variable. Estas turbinas tienen los alabes móviles y pueden adaptar su posición al flujo de aire que las atraviese. Gracias a este sistema se consigue que la turbina sea capaz de aportar la energía que necesita el compresor en un rango más amplio de revoluciones.

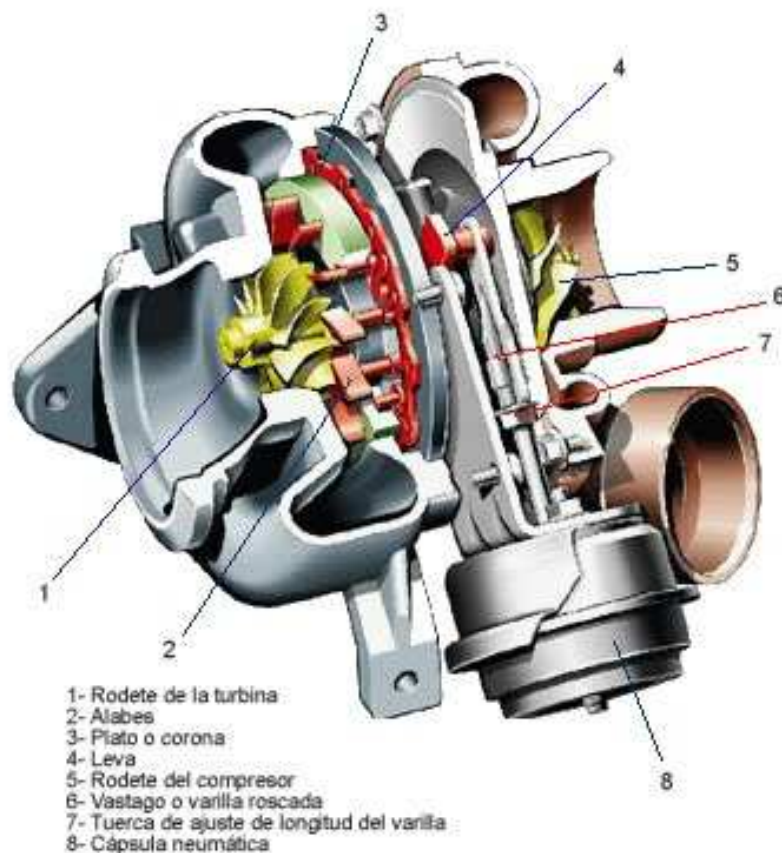


Figura 4.7. Sección turbo-compresor de geometría variable de accionamiento neumático.

Como se puede apreciar en la imagen superior, los alabes de la turbina están movidos por un sistema neumático o eléctrico que les hace modificar su posición. De esta forma, consiguen dirigir los gases hacia el rodete de la turbina con más o menos fuerza en función del área de paso que se modifica a medida que varían las revoluciones a las que se encuentre el motor.

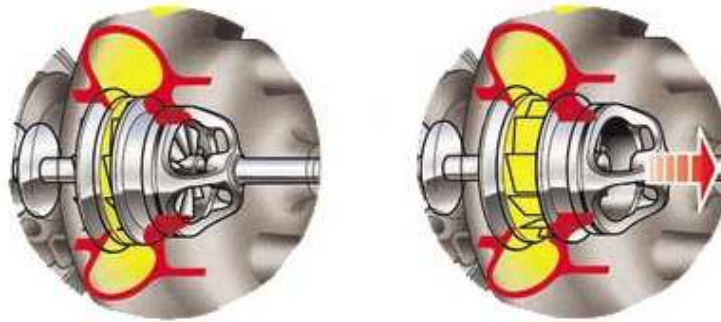


Figura 4.8. Turbina de geometría variable con “campana”.

Existe otro modelo, como el de la imagen anterior, que cuenta con una “campana” de tapadera del rodete de la turbina. La campana se desplaza axialmente a la turbina para permitir un flujo mayor o menor de gas.

Al poder actuar sobre el gas que se dirige al rodete de la turbina, se consigue variar la presión que se ejerce sobre este, con un resultado similar al de disponer de turbinas de diferentes tamaños.

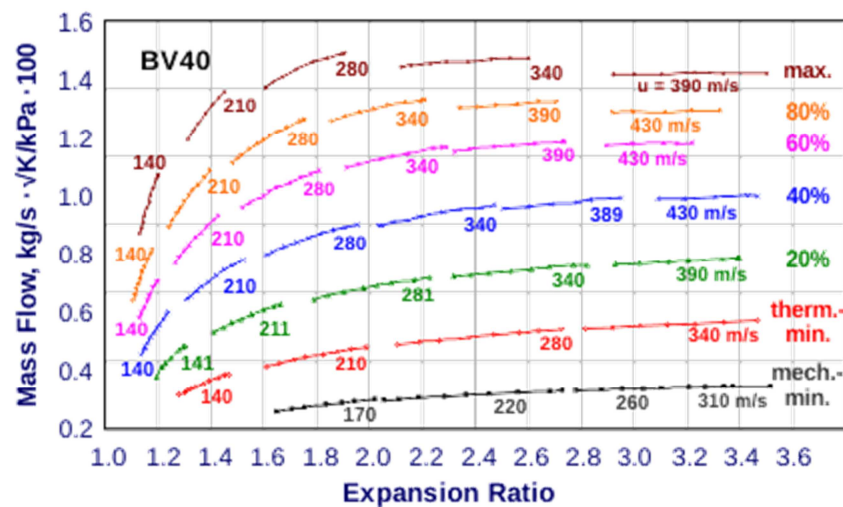


Figura 4.9. Mapa de una turbina de geometría variable Borg Warner.

En el mapa anterior de una turbina de geometría variable, se puede apreciar el control de la velocidad, a pesar del incremento del gasto másico. Si no se emplea una turbina de geometría variable, se tendría que limitar el gasto másico mediante la válvula de cortocircuito.

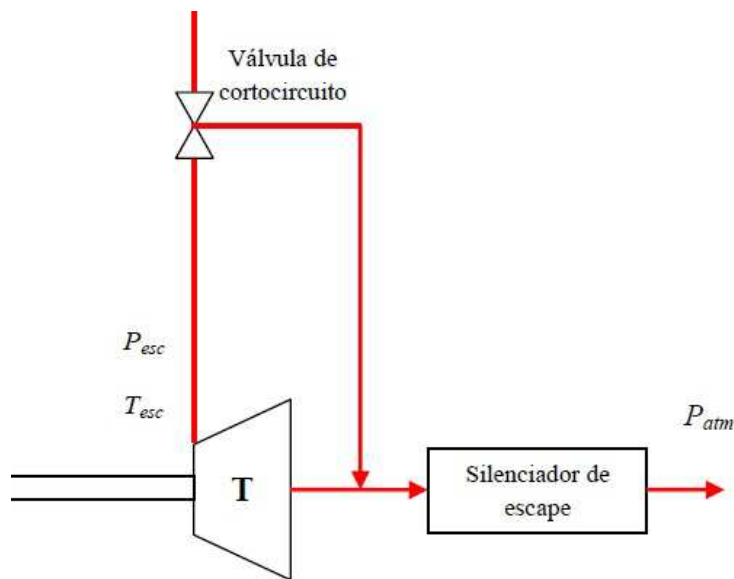


Figura 4.10. Esquema detalle válvula de cortocircuito.

Esta válvula mostrada limita el flujo dirigido a la turbina con el fin de que esta únicamente genere la energía que necesita el compresor. Los gases que no van a la turbina retoman el circuito una vez pasada la turbina.

Con las turbinas de geometría variable no solo conseguimos un abanico más amplio de funcionamiento, también podemos prescindir de la válvula de cortocircuito.

En el caso de estudio, y como se explicará más adelante, pensando en la incorporación de la tecnología turbocompound, se utilizará una turbina de geometría variable. El objetivo de esta elección es que la turbina genere la potencia que necesita para mover el compresor usando el mínimo gasto másico posible. Por tanto, se tendrá que disponer de una válvula de cortocircuito que limite el paso. Serán esos gases que no van a la turbina los que aportarán la potencia extra del sistema de turbocompound.

La potencia de la turbina se calculará partiendo de la que necesita el compresor y teniendo en cuenta el rendimiento mecánico del sistema:

$$W_T = \frac{W_C}{\eta_{mecánico}}$$

$$\text{Siendo } \eta_{mecánico} = 0,95$$

La potencia de la turbina será entonces un poco mayor que la del compresor, y proporcional a la potencia de este.

Conocida la potencia de la turbina solo se necesita despejar el gasto másico de la fórmula, para conocer el valor de este en todas las revoluciones y poder elegir una turbina.

$$W_T = \dot{m}_T \cdot C_{p_{esc}} \cdot \eta_T \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_T = \frac{W_T}{C_{p_{esc}} \cdot \eta_T \cdot \Delta T}$$

Este gasto másico tiene que ser corregido por exigencias del fabricante, igual que ocurría con el gasto másico del compresor.

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_a \cdot \sqrt{\frac{\frac{T_{entradaT}}{T_{refT}}}{\frac{P_{entradaT}}{P_{refT}}}}$$

Donde la temperatura de referencia de la turbina es de 15° y la presión de referencia igual a 1 atmósfera.

El incremento de temperatura es la diferencia entre la temperatura de entrada y salida de la turbina. La temperatura de entrada será la de la salida del motor, que variará en función de las revoluciones del motor. La temperatura a la salida se calculará suponiendo un proceso adiabático, al igual que se hizo con el compresor.

$$T_5 = T_{salida\ motor}$$

$$T_{6ideal} = T_5 \cdot \frac{1}{R_e}^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)}$$

$$\text{Siendo } \gamma = \frac{C_{p_{esc}}}{C_{v_{esc}}}$$

En este caso se puede meter directamente en la fórmula de la potencia de la turbina, la temperatura ideal de salida porque ya se está teniendo en cuenta el rendimiento de la turbina. Este rendimiento se ha supuesto de 0,6 para realizar los cálculos que permitan buscar la turbina que se adapta a las necesidades, pero puede variar dependiendo de las especificaciones de la que se elija.

Para la elección de la turbina se ha acudido al mismo fabricante, con el fin de asegurarse que el modelo elegido se complementa y puede funcionar solidario al compresor. El modelo elegido es el siguiente:

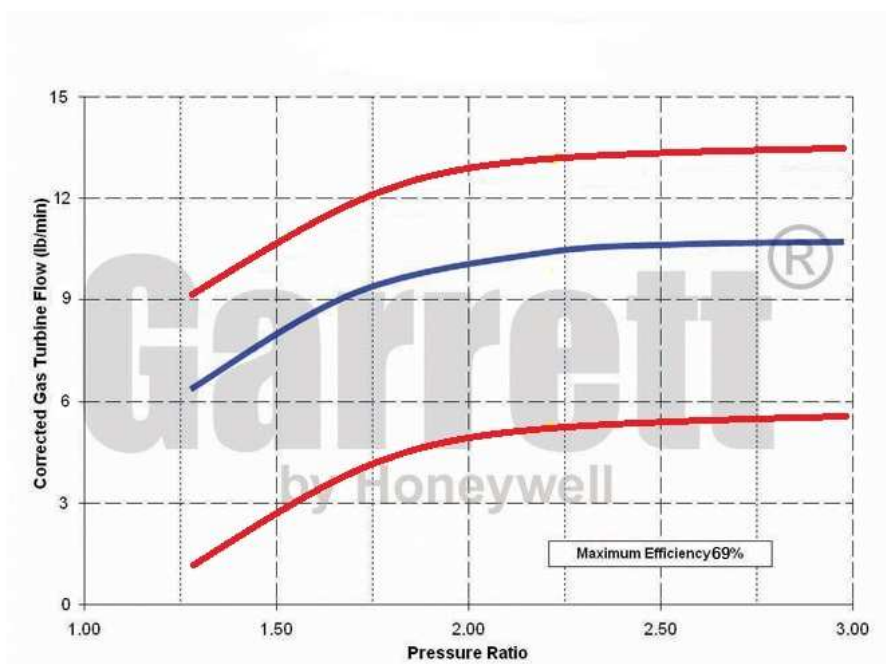


Figura 4.11. Mapa turbina de geometría variable de Garrett.

Esta turbina del fabricante Garrett, opera en todo el rango de funcionamiento que marcan las líneas rojas, siendo la línea azul, su punto óptimo de funcionamiento. El rendimiento máximo que indica el fabricante es del 69%. Como este rendimiento es el máximo al que puede operar, se mantendrá la suposición de que sea del 60% de media para todo gasto másico que la atraviese.

4.2.3 Mejora conseguida en el motor

Con el sistema de turbo-compresor completo, y teniendo en cuenta la influencia de este sobre las condiciones del aire a la entrada del motor y de los gases a la salida, ya se pueden calcular las mejoras obtenidas.

Las condiciones de los elementos han variado ligeramente con respecto a las originales, debido a las exigencias del fabricante. Las condiciones de las que se partirán para el cálculo de la potencia y el par motor son las siguientes:

Temperatura ambiente	25°C
Presión	1 atm
R_e	2,19
R_c	2
R_a	0,8
Dosado	0,8
η_c	0,65
η_T	0,6

La potencia y el par con el turbocompresor quedarían de la siguiente forma:

Revoluciones por minuto	Potencia (CV)	Par (Nm)
900	18,18	141,80
1100	23,13	147,65
1300	28,10	151,70
1500	52,69	246,54
1700	68,88	284,40
1900	91,49	337,98
2100	101,33	338,50
2300	110,93	338,66
2500	120,37	337,95
2700	129,29	336,10
2900	138,00	334,00
3100	146,35	331,38
3300	154,36	328,30
3500	161,95	324,76
3700	168,97	320,53
3900	175,69	316,18
4100	181,77	311,17
4300	187,31	305,75
4500	82,01	(*)

(*) Fuera del rango del compresor

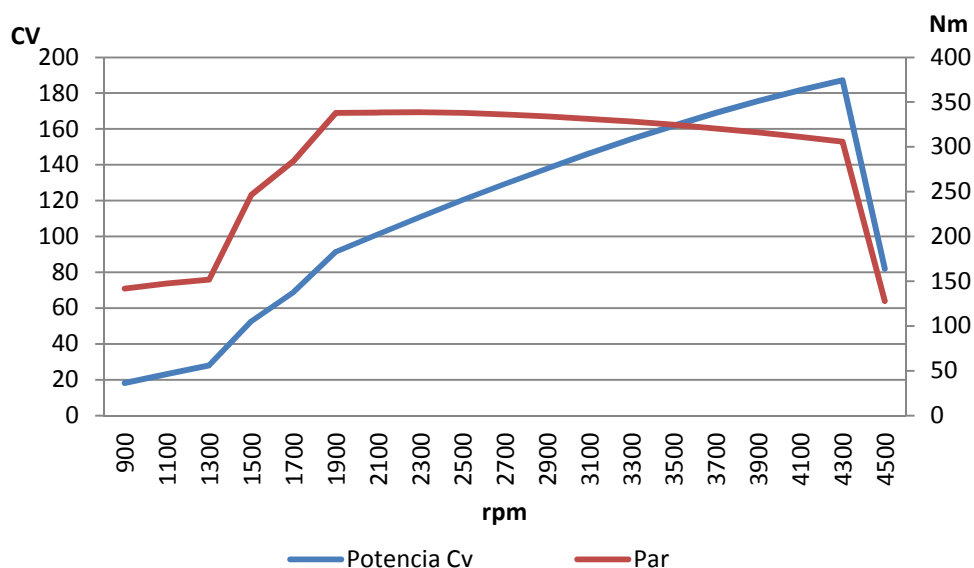


Figura 4.12. Gráfica potencia-par motor Nissan sobrealimentado con FR=0,8.

Como se puede apreciar en la gráfica, la mejora en las prestaciones del motor es sustancial. La potencia máxima supera en más del doble a la del motor atmosférico y el par está por encima del máximo que se conseguía en el motor sin turbo-compresor a prácticamente todas las revoluciones. Se ha conseguido también una curva de par muy plana, lo que contribuye a un motor más elástico y con fuerza suficiente en un intervalo de revoluciones mayor.

La mejora en las prestaciones es tan elevada, que se ha optado por reducir el dosado. Con esta reducción se consigue limitar un poco la potencia del motor y así conseguir que las distintas partes del mismo no sufran demasiado y que la fiabilidad del motor no se vea comprometida. El dosado se ha reducido al 0,7. Con estas nuevas condiciones se obtienen los siguientes valores:

Revoluciones por minuto	Potencia (CV)	Par (Nm)
900	16,37	127,60
1100	20,78	132,60
1300	25,17	135,90
1500	47,30	221,02
1700	61,78	255,05
1900	82,00	302,90
2100	90,69	302,60
2300	99,15	303,10

2500	107,46	301,70
2700	115,27	299,60
2900	122,86	297,37
3100	130,14	294,64
3300	137,05	291,48
3500	143,46	287,68
3700	149,58	283,74
3900	155,15	279,22
4100	160,41	274,55
4300	164,82	269,03
4500	70,20	(*)

(*) Fuera del rango del compresor

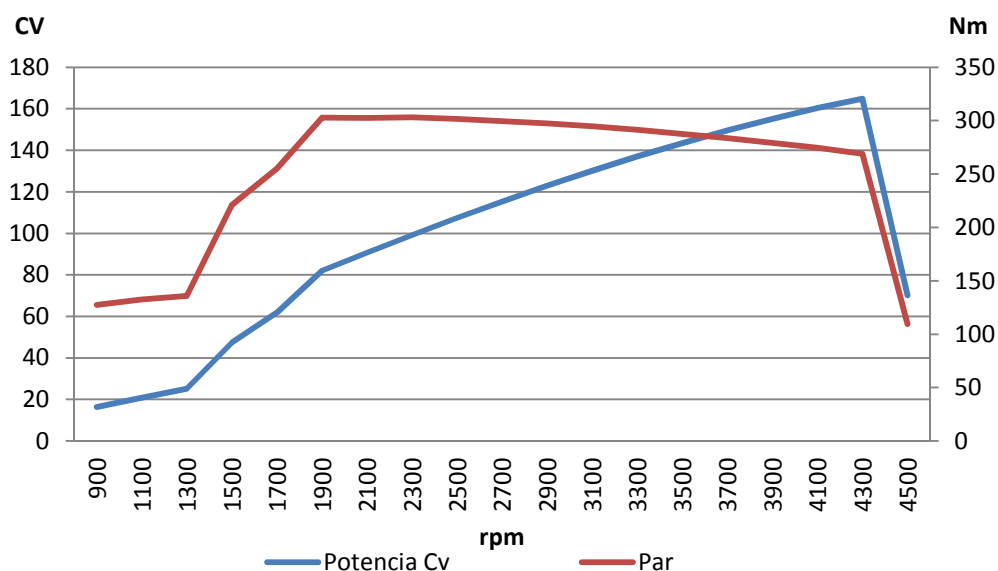


Figura 4.13. Gráfica potencia-par motor Nissan sobrealimentado con FR=0,7

A pesar de los cambios y de la disminución del par y la potencia, estos valores siguen estando muy por encima de los originales. Con el nuevo dosado, también se reduce un poco el consumo, al disminuir la cantidad de combustible que entra al motor en cada ciclo.

Su potencia máxima de prácticamente 165 CV y un par que supera los 300 Nm son cifras más que respetables para un vehículo de estas características.

4.2.4 Comparativa con modelo del mercado

Para comprobar si los datos conseguidos son razonables y están acordes a lo que se espera de un motor diésel de ese tamaño y con turbo-compresor, se ha buscado un modelo de vehículo del mercado actual con un motor de unas características similares para compararlos entre ellos.

En la búsqueda de este modelo se ha tenido en cuenta que fuera un vehículo industrial, porque el motor Nissan del que se ha partido pertenece a una furgoneta. Otra de las razones es pensando en el posterior sistema de turbocompound. Los vehículos comerciales realizan por norma general una gran cantidad de kilómetros al año, y la mayoría de estos por carretera, condiciones en las que el turbocompound entrega sus mejores datos.

El modelo elegido es una furgoneta también de la marca Nissan. Concretamente es la NV400.



Figura 4.14. Vistas Nissan NV400.

Dispone de un motor de 2298 cm³, y desarrolla una potencia máxima en su versión más prestacional de 165 CV a 3500 rpm.

Furgón Tracción delantera Motores	2.3 CDTIS/5 (165 cv)
Combustible	Diesel
Cilindrada (cm ³)	2.299
Potencia máxima (cv/kW) rpm	165/120 3.500
Par motor máximo(Nm) rpm	360 1.500
Norma de emisiones	Euro 5+
Transmisión	Man. 6 vel.

Figura 4.15. Ficha técnica Nissan NV400.

El par máximo desarrollado es de 360 Nm, superior al que se consigue en el motor del estudio. Esta diferencia de par a igualdad de potencia se puede explicar por el punto donde consigue cada motor el nivel de potencia máxima.

La potencia máxima en la NV400 se obtiene a 3500 rpm, y siendo la potencia igual al par por las revoluciones, para conseguir la misma potencia a 700 rpm menos, las cifras de par tienen que ser mayores. La NV400 consigue el par máximo a muy bajas revoluciones, porque el motor está pensado para un vehículo industrial, donde con carga pesada, tener la máxima fuerza disponible lo antes posible es fundamental.

Este motor cuenta también con tecnología más moderna como la inyección directa de conducto común (common-rail), o cuatro válvulas por cilindro, que no solo le permiten tener unas prestaciones mayores, también consigue cumplir con la normativa de emisiones europea Euro 5+.

5- Turbocompound

La instalación del turbocompound es la que permitirá aprovechar al máximo la energía que poseen los gases de escape. Hasta ahora no se ha hecho más que sobrealimentar el motor de la manera tradicional y conseguir los mismos beneficios que se consiguen siempre que se usa esta tecnología.

Con el turbocompound se pretende ir un paso más allá que con el uso del turbo-compresor. La turbina del sistema del turbo-compresor no necesita aprovechar toda la energía de los gases de escape para generar la suficiente potencia como para mover el compresor. La implementación de este sistema obtendrá un mayor aprovechamiento de la energía, sin comprometer las prestaciones del motor que se han conseguido con la sobrealimentación.

Como ya se explicó anteriormente, la turbina de geometría variable se va a utilizar de manera que consiga la potencia necesaria para mover el compresor, utilizando el menor gasto másico posible.

El gasto másico a la salida del motor, se dividirá mediante el uso de una válvula. Esta regulará el paso de aire a la turbina principal del sistema de turbocompresor, limitando el paso para que solo se mande el gasto másico justo por la turbina principal. El resto de gases de escape se harán pasar por una segunda turbina, que es la del sistema de turbocompound.

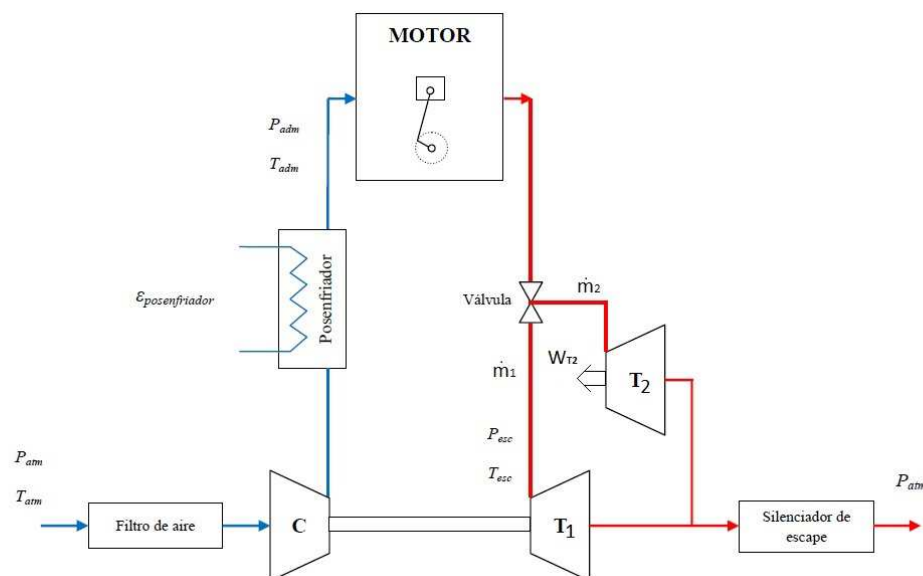


Figura 5.1. Esquema turbo-compresor con turbocompound.

La potencia que genera la segunda turbina es el beneficio extra de este sistema frente al turbo-compresor. Para el cálculo de la potencia que se obtiene de esta turbina hay que partir del gasto másico total a la salida del motor.

$$\dot{m}_{esc} = (1 + F) \cdot \dot{m}_a$$

Donde F es el dosado que caracteriza la mezcla aire-combustible, producto de multiplicar el dosado estequiométrico y el dosado relativo.

- El dosado estequiométrico es el que tiene que haber en una mezcla aire combustible para que en la reacción de combustión no sobre aire ni combustible. En el caso del motor diésel está fijado en 0,069.
- El dosado relativo o riqueza es el que aumenta o disminuye la relación de aire y combustible con respecto al estequiométrico. Se dice que cuando es mayor que uno, el motor trabaja con mezcla rica, y si es menor que uno lo hace con mezcla pobre. En este caso el dosado ha sido fijado en 0,7 con mezcla pobre, esto quiere decir que hay un defecto de combustible.

Por tanto:

$$F = F_R \cdot F_e$$

$$F = 0,048$$

$$\dot{m}_{esc} = 1,048 \cdot \dot{m}_a$$

$$\dot{m}_T = \frac{W_T}{C_{p_{esc}} \cdot \eta_T \cdot \Delta T}$$

$$\dot{m}_{T_2} = \dot{m}_{esc} - \dot{m}_T$$

Con el gasto másico que pasa por la segunda turbina, ya es posible conocer la potencia que generará esta:

$$W_{T_2} = \dot{m}_{T_2} \cdot C_{p_{esc}} \cdot \eta_{T_2} \cdot \Delta T$$

La relación de expansión de esta turbina es igual que la de la primera, ya que es la máxima relación que se puede hacer, teniendo en cuenta que los gases de salida de las dos turbinas tienen que tener la misma presión. Como la relación de expansión es igual, el incremento de temperaturas también lo será. Por su parte, el rendimiento de ha fijado en 0,6.

Las potencias obtenidas en esta turbina son las siguientes:

Revoluciones por minuto	Potencia turbina (kW)
900	0,12
1100	0,15
1300	0,18
1500	0,27
1700	0,35
1900	0,39
2100	0,53
2300	0,68
2500	0,84
2700	1,00
2900	1,18
3100	1,37
3300	1,57
3500	1,78
3700	2,00
3900	2,23
4100	2,50
4300	2,74
4500	0,74

La mayor potencia de esta turbina se consigue a 4300 rpm, consiguiendo un máximo de 2,74 kW. Esta ganancia representa un 2,5% de la potencia del motor. Puede no parecer un dato demasiado bueno, pero hay que tener en cuenta que este sistema no es nada intrusivo ni con el motor, ni con el turbo-compresor. La ganancia que se consigue es un extra que al no necesitar una presión de escape mayor ni nada similar, no perjudica a las prestaciones del motor.

La potencia que se ha conseguido está limitada por el pobre rendimiento del compresor y de las turbinas utilizadas. Como ya se ha comentado anteriormente, la turbina no necesita tener un rendimiento alto para satisfacer la demanda del compresor, de hecho le sobra energía, que es la que se recupera con este sistema.

El caso es que ahora que disponemos de un sistema que recupera la energía que le sobra al turbo-compresor, sí que nos interesa que este sea lo más eficiente posible. Invertir en un compresor y unas turbinas con unos rendimientos mayores, se vería recompensado con una mejora sustancial de la potencia que obtendría la segunda turbina.

Con la mejora del rendimiento del compresor se aumentaría un poco la potencia final del motor, al disminuir la temperatura de entrada. En el caso del estudio se mantendrá la potencia igual y se priorizará el ahorro en combustible.

Para probar la potencia que obtendríamos con unas turbinas y un compresor pensados para el sistema de turbocompound se va a suponer un rendimiento en el compresor y en las turbinas de 0,75. Estos son los resultados obtenidos:

Revoluciones por minuto	Potencia turbina (kW)
900	0,14
1100	0,18
1300	0,23
1500	1,26
1700	1,50
1900	3,18
2100	3,64
2300	4,12
2500	4,60
2700	5,11
2900	5,63
3100	6,12
3300	6,60
3500	7,14
3700	7,67
3900	8,21
4100	8,77
4300	9,34
4500	1,11

El aumento de potencia recuperada es muy grande. Se puede explicar por el efecto domino que tiene el cambio que se ha realizado. Al aumentar el rendimiento del compresor, la potencia que se necesita para moverlo es menor, esto hace que la potencia que exigimos a la turbina también disminuya. Si la potencia que necesita generar la turbina es menor y encima esta cuenta con un rendimiento mayor, el gasto másico que necesita se reduce drásticamente. La reducción del gasto másico de la turbina principal propicia la subida del gasto másico en la segunda turbina, que unido a la mejora de rendimiento de esta hace que la potencia total que genera aumente de manera tan drástica.

La potencia máxima conseguida es de 9,34 kW, que equivaldrían a 12,71 CV o lo que es lo mismo, un 7,7% de la potencia máxima del motor. Con estas mejoras sí que se obtienen unos resultados más favorables y con más interés para futuros estudios.

5.1 Caso práctico

Para obtener una perspectiva más visual de la mejora conseguida por el turbocompound, se ha supuesto un caso práctico en el que se ha analizado el ahorro de combustible conseguido al utilizar esta tecnología. Hay que destacar que este caso se basa en el supuesto de tener unas turbinas y un compresor con los rendimientos mencionados, sin tener en cuenta el coste de estos.

La energía que se ha conseguido con la segunda turbina alimentaría un sistema de turbocompound mecánico similar al que utiliza Volvo en los vehículos pesados. Esta turbina irá conectada a un sistema hidráulico que moverá el cigüeñal del motor. Según Volvo, se consigue un rendimiento de en torno al 5% y el aumento de potencia del motor es de la mitad de la potencia generada por la segunda turbina. En este caso no se utilizará el sistema para aumentar la potencia, sino para mantener la misma que teníamos, pero reduciendo el consumo.

En el caso práctico se ha supuesto un viaje de 600 km en el que se circula a una velocidad media de 100 km/h en quinta velocidad.

Transmisión	
Tracción	Trasera
Caja de cambios	Manual, 5 velocidades
Tipo de Embrague	--
Tipo de mecanismo	--
Desarrollos (km/h a 1.000 rpm)	
1ª	6,7
2ª	11,8
3ª	18,8
4ª	26,5
5ª	32,3

Figura 5.2. Desarrollos caja de cambios del modelo del estudio.

Teniendo en cuenta los desarrollos de la caja de cambios del modelo, podemos calcular las revoluciones por minuto a las que gira el motor con una sencilla cuenta:

$$rpm = \frac{1000rpm \cdot 100 \text{ km/h}}{32,3 \text{ km/h}}$$

El motor gira a aproximadamente 3100 rpm. A estas revoluciones el motor tiene una potencia de 130 CV y la turbina del turbocompound está generando una potencia de 6,12 kW, que equivale a unos 8,33 CV.

Siguiendo las indicaciones de Volvo se puede suponer que la mejora es de 4,17 CV, un 50% de lo que genera la turbina. El dosado se puede reducir hasta un valor de 0,66 donde la potencia del motor a 3.100 rpm es de 125,7 CV. Si se suma a esta potencia los 4,17 CV que genera la turbina del turbocompound, se obtiene una potencia total de 129,87 CV. Esta potencia es prácticamente igual a la que consigue el motor con el dosado de 0,7. Será esta diferencia de dosado la que generé un ahorro en el consumo de combustible.

Para realizar la comparativa, se calcularán los consumos con ambos dosados y se obtendrá la diferencia entre estos.

El gasto másico de aire a 3.100 rpm es de 0,106 kg/s. Para el cálculo del gasto de combustible se procederá de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{combustible} = \dot{m}_a \cdot F$$

Siendo $F = F_e \cdot F_R$, que tomará valores distintos dependiendo del dosado relativo que se utilice. El dosado estequiométrico tiene el valor constante de 0,069.

Por tanto con el dosado relativo de 0,7 se obtiene el siguiente gasto másico de combustible:

$$\dot{m}_{combustible1} = \dot{m}_a \cdot (0,069 \cdot 0,7)$$

$$\dot{m}_{combustible1} = 0,00512 \text{ kg/s}$$

Con el dosado de 0,66 el consumo será de:

$$\dot{m}_{combustible2} = \dot{m}_a \cdot (0,069 \cdot 0,66)$$

$$\dot{m}_{combustible2} = 0,00483 \text{ kg/s}$$

Como el trayecto es de 600 km de distancia y la velocidad media se ha supuesto de 100 km/h, la duración total del viaje será de 6 horas que pasado a segundos nos da un tiempo de 21.600 s.

Los consumos totales quedarían de la siguiente manera:

$$\text{Consumo}_{\text{Combustible1}} = 0,00512 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 21.600\text{s}$$

$$\text{Consumo}_{\text{Combustible1}} = 110,6 \text{ kg}$$

$$\text{Consumo}_{\text{Combustible2}} = 0,00483 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 21.600\text{s}$$

$$\text{Consumo}_{\text{Combustible2}} = 104,328 \text{ kg}$$

El sistema de turbocompound ha conseguido un ahorro de 6,27 kg de combustible, lo que supone una mejora del 5,7%.

Teniendo en cuenta que la densidad del diésel es de 832 kg/m³, el ahorro de combustible será de 7,54 litros. Con un precio del diésel de 1,226 (a 4 de Junio de 2015, en la Comunidad de Madrid), el ahorro económico total es de 9,24 €.

5.2 Aplicaciones del turbocompound

En el ejemplo del caso práctico, se ha utilizado el turbocompound para generar un aporte de potencia directo al motor a través del cigüeñal, pero esta no es la única forma de aprovechar esta tecnología.

Se puede utilizar para generar más potencia al sistema, pero no de una forma directa. También se puede optar por utilizar la potencia extra que se consigue para la realización de un trabajo externo, es decir, generar la energía que necesita otro elemento del vehículo, que en otras circunstancias se generaría con el motor de combustión. Esto no mejoraría la potencia del motor o el comportamiento de este de forma directa, pero sí le libera de esos elementos que le restan potencia.

5.2.1 Turbocompound para generar electricidad

Este sistema se conoce como turbocompound eléctrico, y como ya se explicó, utiliza la energía optimizada para generar electricidad que puede ser aprovechada por el vehículo para distintas funciones.

Un ejemplo sería su instalación en un camión o furgoneta frigorífica. El compresor del sistema de refrigeración recibe la energía del motor de combustión, penalizando sus prestaciones. Con la turbina del turbocompound se puede generar la energía necesaria para alimentar este sistema.



Otra aplicación podría radicar en la producción de electricidad en barcos. Los grandes barcos cuentan con camarotes y demás comodidades, es decir, necesitan generar más energía eléctrica que la necesaria en un vehículo terrestre o en un barco pequeño. Es el motor del barco el que se utiliza tanto para generar electricidad como para mover el barco. El turbocompound ayudaría a la generación de energía eléctrica para aliviar de ese trabajo al motor de combustión y reducir sus consumos.

5.2.2 Utilización en coches híbridos

Los vehículos híbridos eléctricos combinan un motor de combustión interna con uno eléctrico. Cuentan además, con un sistema de baterías para almacenar la energía que moverá el motor eléctrico. La energía de las baterías se consigue utilizando la frenada regenerativa, consistente en utilizar un generador eléctrico a modo de freno, y disminuir la velocidad con el rozamiento que este genera.

Existen diferentes combinaciones de vehículos híbridos, pero la más interesante para la aplicación del turbocompound radica en la colocación en paralelo de los motores. Esta combinación utiliza el motor térmico para mover uno de los ejes, y acopla el eléctrico al otro. Con esta disposición de los motores se consigue que la potencia total del vehículo sea la suma de los dos motores, con la ventaja de contar con tracción en ambos ejes.

Un ejemplo de esta tecnología es el Peugeot 3008 Hybrid, modelo que utiliza un motor diésel de dos litros que desarrolla una potencia de 163CV e impulsa el eje delantero. Posteriormente se encuentra el módulo híbrido, como se puede apreciar en la imagen inferior. Este módulo consta de las baterías y del motor eléctrico de 37 CV.

La utilización de los dos motores genera una potencia total al conjunto de 200 CV. El motor eléctrico puede trabajar en solitario, pudiendo llegar a recorrer una distancia máxima de 4 km a baja velocidad.



Figura 5.3. Mecánica Peugeot 3008 HYbrid 4

Las baterías solo se recargan en marcha con la energía que se produce al frenar.

Los mayores beneficios con este sistema se consiguen en entornos urbanos, pues las constantes deceleraciones son un gran aporte de energía para las baterías, que posteriormente es utilizada para impulsar el motor eléctrico , y poder ayudar así al térmico en las arrancadas y aceleraciones (condiciones en las que el consumo de este aumenta).

Con la incorporación de un sistema de turbocompound como el del estudio, se podrían recargar las baterías y conseguir así una optimización de los consumos fuera de los entornos urbanos.

Circulando por vías rápidas, el motor de combustión apenas recibe ayuda del motor eléctrico. En condiciones normales, en este tipo de vías se mantiene una velocidad constante sin hacer prácticamente uso del freno. En cuanto las baterías se descargan, el motor eléctrico deja de aportar potencia al conjunto.

El turbocompound genera la electricidad necesaria para cargar las baterías mientras se circula a una velocidad constante, permitiendo tener el motor eléctrico disponible en

caso de tener que enfrentarse a una pendiente o una aceleración. Estas situaciones son las que exigen un mayor esfuerzo al motor térmico, y por consiguiente, un mayor consumo.

5.2.3 Sistema de recuperación de energía cinética mecánico

El sistema de recuperación de energía cinética, también conocido como KERS (Kinetic Energy Recovery System) es un sistema con la misma finalidad que el freno regenerativo: aprovechar la energía cinética que pierde el vehículo en una frenada en vez de disiparse en forma de calor por el sistema de frenado.

Como sucede con los vehículos híbridos, esta energía se suele almacenar en baterías para poder utilizarla cuando sea necesario. No obstante, existe otro sistema más interesante en cuestión de ventajas: KERS mecánico.

Este tipo de recuperador de energía utiliza la energía cinética del vehículo para mover un volante de inercia. Este volante de inercia almacena la energía para aprovecharla más adelante cuando sea necesario.

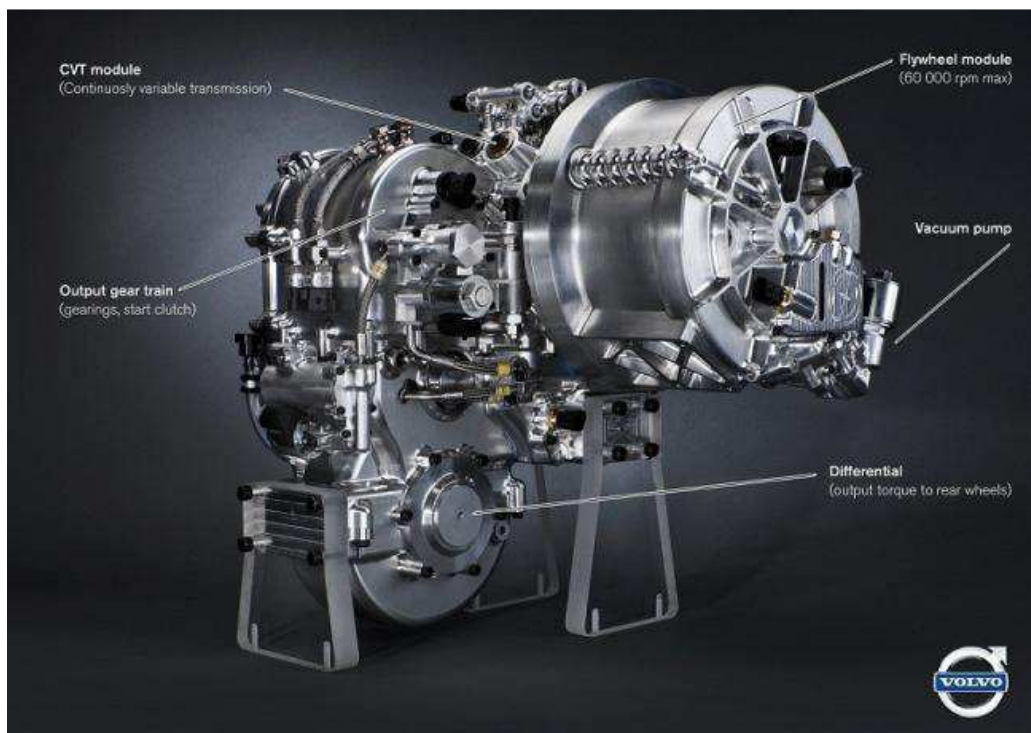


Figura 5.4. Sistema de recuperación de energía cinética de Volvo.

Este sistema se encuentra acoplado a uno de los ejes del vehículo, normalmente al trasero, por cuestiones de espacio. El volante de inercia está fabricado en fibra de



carbono y concentra gran parte de su masa lo más alejada del centro del eje, con objeto de aumentar el momento polar de inercia, y elevar así la cantidad de energía que puede almacenar. El volante se encuentra en el interior de una cámara de vacío, que le permite reducir al mínimo los rozamientos.

Las ventajas de este sistema frente a los que utilizan baterías que convierten en energía eléctrica el movimiento del vehículo, es que este es más compacto y ligero, y no resulta tan caro. Aparte que por su simplicidad no requiere de mantenimientos y los desgastes son mínimos.

Las baterías de los sistemas híbridos tienen una vida útil limitada y han de ser sustituidas con el paso de los años.

Otro factor a tener en cuenta es el mejor rendimiento del sistema mecánico. Mientras que en los híbridos eléctricos se convierte el movimiento en energía eléctrica, para luego volver a convertirla en movimiento, este sistema es mucho más directo y no tiene tantas pérdidas en el camino.

La utilización del turbocompound en este modelo de sistema de recuperación de energía es similar al que se puede hacer en el coche híbrido. La turbina del turbocompound estaría conectada con el volante de inercia para que almacene la energía que esta produce. Se conseguiría así ampliar el abanico de utilización de esta tecnología y rentabilizar su inversión.

La energía que almacena el volante de inercia se puede utilizar de forma puntual, para aceleraciones o arrancadas, pero en el caso de que se produzca un exceso de energía y el volante de inercia no puede almacenar la que la turbina genera, se puede liberar la energía para así aliviar las exigencias del motor térmico y reducir el consumo.

Esta aplicación del turbocompound presenta la ventaja sobre la conexión directa con el cigüeñal, de poder disponer de la cantidad de energía que se necesite en cada momento, consiguiendo una mayor potencia puntual en el instante en el que se aprovecha al máximo la energía del volante de inercia.

5.2.4 Energía para los componentes

Un motor térmico cuenta con una serie de componentes que le son necesarios para funcionar. Algunos de estos componentes son las bombas de agua y combustible, el alternador, el ventilador del radiador y en modelos con aire acondicionado, también el compresor del ciclo de refrigeración. El ventilador del radiador puede ser eléctrico,

pero dado que la electricidad la produce el alternador, indirectamente también es el motor el que le aporta la energía necesaria.

Todos estos componentes se alimentan directamente del motor, mediante correas que van conectadas al cigüeñal. No todos están funcionando a la vez, ni necesariamente están funcionando durante todo el tiempo que se encuentra el motor arrancado, pero cuando lo hacen provocan una pérdida de potencia de este.

En la actualidad muchos modelos de coche utilizan el sistema denominado “Stop/Start”, que detiene el motor en las paradas para reducir el consumo. Este sistema requiere de unas baterías mayores para poder hacer frente a la energía que necesita el motor de arranque cada vez que pone en marcha el motor térmico. La utilización de baterías de más capacidad hará necesario el uso del alternador durante más tiempo, con la consiguiente penalización sobre la potencia que esto supone.

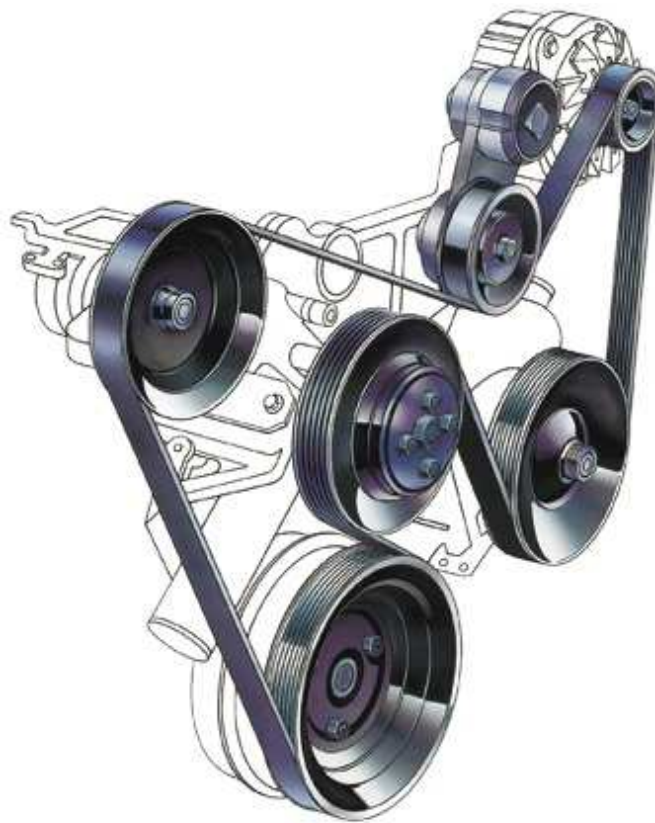


Figura 5.5. Correa de componentes del motor.

La utilización de los sistemas de refrigeración durante los meses de calor, también se traducen en una exigencia extra al motor por parte del compresor. El uso del compresor resta potencia al motor y hace que aumente el consumo.



Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel mediante tecnología turbocompound

Si se utiliza la potencia generada con el turbocompound para mover las correas de componentes, se le liberará al motor de esta carga y de forma indirecta se conseguirán unas mejores prestaciones y contener los consumos a pesar de las circunstancias.

6- Estudio económico

En el siguiente apartado se realizará el estudio financiero del experimento. Para ello se tendrá en cuenta los costes variables y los costes fijos de la actividad llevada a cabo.

En cualquier organización, o como en este caso, investigación, la actividad conlleva una serie de gastos a considerar e incluir en cada tarea asignada. Además, las dificultades por el camino consiguen elevar los gastos más allá de las previsiones con las que se comienzan los proyectos.

Sin una estimación de los costes a imputar, no sería posible la ejecución de la investigación: una eficiente previsión de gastos aumenta las probabilidades de realizar el proyecto completo.

Para llevar a cabo la idea expuesta, y a pesar del avance tecnológico que supondría, los gastos incurridos son ínfimos.

Entre los costes a tener en cuenta: de personal, de equipo, de energía... Y, además, los costes indirectos propios de una actividad, que por definición resultan difíciles de calcular con exactitud. Lo habitual, tal y como se expone más adelante, es que cada organización, empresa o investigación en este caso, tome un parámetro porcentual del cálculo de dicho coste.

Costes de personal

Para poder estimar el coste de personal en el proyecto, se debe estudiar la formación, experiencia y dedicación de la persona que lleva a cabo el trabajo en este caso.

Las condiciones del ejecutor del proyecto radican en una formación superior (Grado en Ingeniería Mecánica) con reciente inserción en el mercado laboral. Por tanto, y contrastando con el salario medio de un recién graduado en la formación citada, (contrato en prácticas), el coste salarial ascendería a los 15.000 euros anuales.

Adicionalmente, si las vacaciones son pagadas, el coste diario de la persona en cuestión debería encontrarse en torno a:

$$\text{Coste diario de la persona} = \frac{15.000 \text{ €}}{260 \text{ días laborables}} = 57,70 \text{ €/día}$$

Para la perfecta estimación del gasto de personal, si tenemos en cuenta la dedicación a la investigación de 6 horas del de una jornada laboral durante los últimos cuatro meses:

$$\text{Dedicación global del personal} = 260 \text{ días laborables} \cdot \frac{4}{12} \text{ meses} = 86,66 \text{ días}$$



Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel mediante tecnología turbocompound

Teniendo en consideración todo lo anterior:

$$\text{Coste Total de personal} = 86,66 \text{ días} \cdot 57,70 \text{ €} = 5.000 \text{ €}$$

Costes de equipo

La correcta consecución del proyecto supone trabajar con un ordenador con capacidad suficiente para cargar el software de Mathcad, principal herramienta de cálculo para el trabajo.

El ordenador en cuestión de marca hp, con Intel Core i7-5500U y memoria Ram de 16 GB, tiene un PVP de 1.000 €. Por tanto, para un ordenador de estas características, se considera que la rotación para el buen funcionamiento de la máquina, asciende a 3 años de uso.

En este caso, por tanto, al año el coste de su utilización son 333,33 €. Si lo extrapolamos a los cuatro meses en el que se ha investigado con él, el coste total de la posesión del ordenador para su utilización en el proyecto asciende a:

$$\text{Coste Ordenador} = 333,33 \text{ €} \cdot \left(\frac{4}{12}\right) = 109,99 \text{ €}$$

Además, para la correcta consecución del trabajo, es imprescindible la utilización del software Mathcad, y para ello la compra de la licencia. En la versión PTC Mathcad 3.0 Prime para estudiantes, el coste de su adquisición asciende a 100 €.

$$\text{Coste de la licencia} = 100 \text{ €} \cdot \left(\frac{4}{12}\right) = 33,33 \text{ €}$$

Como coste total, por tanto, del equipo utilizado en el proyecto:

$$\text{Coste Total del Equipo} = \text{Coste del ordenador} + \text{Coste de la licencia}$$

$$\text{Coste Total del Equipo} = 143,32 \text{ €}$$

Costes directos

La totalidad de los costes directos, por tanto, sería el sumatorio de los anteriores costes expuesto:

Coste de personal	5.000 €
Coste de equipo	143,32 €
COSTE DIRECTO TOTAL	5.143,32 €



Costes indirectos

Los costes indirectos de los proyectos de investigación cubren una estimación de gastos generales producidos durante la ejecución del proyecto y como consecuencia de este. Algunas organizaciones cuentan con una contabilidad analítica mediante la cual es posible determinar de forma concreta los gastos imputables a cada proyecto, lo más habitual es considerarlos mediante un porcentaje fijo establecido de forma transversal para todos los proyectos dentro de una organización.

En nuestro caso se ha considerado, extrapolando este método, a un valor del 5% del coste total directo, por lo que el coste total indirecto del proyecto es de 257,16 €.

Costes totales

$$\text{Coste Total} = \text{Coste Total Directo} + \text{Coste Total Indirecto}$$

$$\text{Coste Total} = 5.143,32 \text{ €} + 257,16 \text{ €} = 5.400,48 \text{ €}$$

7- Conclusión

En este TFG se ha estudiado una forma de aprovechar la energía de los gases de escape. Con el estudio realizado se ha pretendido cuantificar el beneficio de utilizar el sistema de turbocompound en un motor de combustión interna.

Los motores de combustión interna se encuentran en continua evolución. De hecho, en la actualidad, la existencia de vehículos con motores alternativos como los eléctricos, comienzan a conquistar cuotas de mercado representativas, así como a ganar en popularidad. Las optimizaciones conseguidas con estos sistemas deben hacerse palpables con el objetivo de cumplir las exigencias del mercado.

La conciencia ecológica y la responsabilidad social, se toman cada vez más en consideración, de tal forma que resulta esencial que los motores de combustión interna mejoren su imagen y planteen soluciones que les permitan reducir emisiones y, por consiguiente, obtener la mayor eficiencia posible.

En el estudio se demuestra la versatilidad del turbocompound, con múltiples aplicaciones.

En un primer análisis, los resultados obtenidos en el experimento muestran que la energía recuperada es escasa con respecto a la desarrollada por el motor de combustión por sí mismo: podría considerarse que no merece la pena la utilización del turbocompound ante el ínfimo beneficio que aporta.

Con los primeros datos obtenidos, nace el principal problema con relación al origen del sistema de turbo-compresor: no se encuentra enfocado al uso de la tecnología de turbocompound. Los rendimientos, tanto del compresor como de la turbina, son escasos, dado que para la función que tienen que cumplir no es necesario que sean mejores.

La instalación directa del turbocompound sobre un motor con turbo-compresor no parecería, por tanto, una correcta aplicación, ante la posibilidad de que el gasto en instalación no compensara la eficiencia obtenida, sin llegar a amortizarse en toda la vida útil del vehículo.

Cuando se plantea optimizar este sistema, pensando en que la mejora del rendimiento del turbo-compresor repercutirá de manera directa con la potencia que se conseguirá con el turbocompound, se consiguen unos resultados óptimos para continuar investigando en dicho campo.

Los resultados arrojados por el segundo análisis se pueden considerar dentro del rango de lo admisible, aunque bien es cierto que, al no tener en cuenta los gastos que supondrían un compresor y una turbina con un rendimiento tan bueno, no se puede evaluar con certeza si realmente merecería la pena la instalación de este sistema.



Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel mediante tecnología turbocompound

Adicionalmente, se ha podido comprobar que se puede convertir en un complemento para las tecnologías actuales, tendentes a la hibridación. Sigue la línea de estas de aprovechar toda la energía posible, que al fin y al cabo ha sido generada inicialmente por el motor.

En definitiva, por lo aprendido en este trabajo, considero que el turbocompound es un sistema con un gran abanico de posibilidades y una buena línea de investigación para conseguir mejorar el rendimiento de los motores de combustión interna.

Entre sus ventajas se encuentran el aprovechamiento de una energía que sin comprometer las prestaciones del motor, hasta ahora, se daba por perdida. Como contrapunto se puede hablar de que la mejora conseguida puede no compensar si no se instala en un motor con un consumo elevado y con un uso intensivo, como pasa por ejemplo con los camiones.



8- Bibliografía

- **Frank P. Incropera.** Fundamentos de transferencia de calor; Editorial Prentice Hall, Mexico (1999)
- **Aman M.I. Mamat, Alessandro Romagnoli, Ricardo F. Martinez-Botas.** Charactrisation of a low pressure turbine for turbocompounding applications in a heavily downsized mild-Hybrid gasolina engine; Energy 64 (2014) , United Kingdom.
- **C.O. Katsanos, D.T. Hountalas, T.C. Zannis.** Simulation of a heavy-duty diesel engine with electrical turbocompounding system using operating charts for turbocharger components and power turbine; Energy Conversion and Management 76 (2013), Greece.
- **A. Lecuona, J.I. Nogueira.** Turbomáquinas, procesos, análisis y tecnología; Editorial Ariel Ciencia y Tecnología (2000).
- **J. B. Heywood.** Internal Combustion Engine Fundamentals; Editorial Mc Graw-Hill Book Co. New York (1988).
- **Balje, O. E.** Turbomachines. A guide to selection and theory; Editorial John Wiley and Sons, New York (1981)
- <http://www.nissan.es/ES/es/vehicles/lcv/nv400.html#vehicles/lcv/nv400/grade-s-and-prices/discover> . Fecha de acceso: 15/05/2015
- <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbochargers>. Fecha de acceso : 10/04/2015
- G.H. Abd Alla. Computer simulation of a four stroke spark ignition engine; Energy Conversion and Management 43 (2002), United Arab Emirates.
- http://energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f11/merit08_habibzadeh.pdf
- <http://vandynsuperturbo.com/technology.html> . Fecha de acceso: 26/04/2015

Anexo

Los cálculos se han realizado en el programa Mathcad para la simulación del sistema de turbocompresor.

A continuación se muestran los cálculos realizados apoyándose en el programa utilizado en las prácticas de la asignatura de Motores Térmicos, y ha sido cedido por el tutor del proyecto.

Ramal de admisión (compresor):

$$\text{RPM} := 4300$$

$$P_1 := 101325$$

$$P_2 := P_1 - 5066.25$$

$$P_3 := P_2 \cdot R_c$$

$$P_4 := P_3 - 6079.5$$

$$T_1 := 298$$

$$T_2 := T_1$$

$$G_m := 1.4$$

$$T_4 := T_3 - \text{Rend}_{\text{int}}(T_3 - T_1)$$

$$T_3 := T_2 \left[1 + \frac{(R_c^{\text{ex}} - 1)}{\text{Rend}_c} \right]$$

$$\text{ex} := \frac{(G_m - 1)}{G_m}$$

$$\text{Rend}_{\text{int}} := 0.6$$

$$T_4 = 338.164$$

$$\text{Rend}_c := 0.65$$

$$m_{\text{aire}} := \text{Cilindrada} \cdot \text{den}_4 \cdot \eta_v \cdot \frac{\text{RPM}}{2 \cdot 60}$$

$$R_g := 287$$

$$C_p := 1.022 \cdot 10^{-1}$$

$$\eta_v := 0.898$$

$$\text{den}_4 := \frac{P_4}{R_g \cdot T_4}$$

$$m_{\text{aire}} = 0.141$$

$$m_{\text{cor}} := m_{\text{aire}} \cdot \text{cr2} = 0.14$$

$$\text{cr2} := \frac{\left(\frac{T_2}{303} \right)^{0.5}}{\frac{0.95}{0.949}} = 0.991$$

$$m_{\text{cor}} \cdot 60 \cdot 2.2046 = 18.497 \quad \frac{\text{libras}}{\text{min}}$$

$$R_c := 2$$

$$W_c := m_{\text{aire}} \cdot C_p (T_3 - T_2)$$

$$W_c = 1.449 \times 10^4$$



Recuperación energética de los gases de escape en un motor diésel mediante tecnología turbocompound

Ramal escape (Turbina):

$$P_7 := 101325 \quad P_6 := P_7 + 5066.25 \quad P_5 := \frac{P_4}{R_a}$$

$$R_a := 0.8$$

$$T_5 := T_{m2} \quad G_{m2} := 1.253$$

$$T_6 := \frac{T_5}{R_{a2}} \quad R_{a2} := \frac{P_5}{P_6} = 2.19$$

$$R_{a2} := \frac{(G_{m2} - 1)}{G_{m2}}$$

$$W_t := \frac{W_c}{R_{\text{rendaje}}} = 1.525 \times 10^4$$

$$R_{\text{rendaje}} := 0.95$$

$$m_{\text{turb}} := \frac{W_t}{[R_{\text{rendt}} C_{p2} (T_5 - T_6)]} = 0.119$$

$$R_{\text{rendt}} := 0.6$$

$$C_{p2} := 1437$$

$$\alpha := \frac{\left(\frac{T_5}{288}\right)^{0.5}}{\frac{P_5}{P_7}} = 0.817$$

$$m_{\text{tlb}} := 134.436 \cdot m_{\text{turb}} \cdot \alpha$$

$$m_{\text{tlb}} = 13.051 \quad \frac{\text{libras}}{\text{min}}$$

$$W_{wg} := (m_{\text{asc}} - m_{\text{turb}}) \cdot C_{p2} \cdot R_{\text{rendt}} (T_5 - T_6)$$

$$m_{\text{asc}} := (1 + F) \cdot m_{\text{aire}}$$

$$m_{\text{asc}} = 0.149$$

$$W_{wg} = 3.855 \times 10^3$$

Diagrama P-V del ciclo:

